



Universidad  
Carlos III de Madrid

Departamento de Mecánica

## PROYECTO FIN DE CARRERA

# DISEÑO, CÁLCULO Y ANÁLISIS DE LA APLICACIÓN DE UN MOTOR LINEAL SÍNCRONO CON IMANES PERMANENTES

Autor: Daniel González García

Tutor: Edwin Laniado Jácome

Leganés, abril de 2011





Título: Diseño, cálculo y análisis de la aplicación de un motor lineal síncrono con imanes permanentes.

Autor: Daniel González García

Director: Edwin Laniado Jácome

## EL TRIBUNAL

Presidente: Jesús Meneses Alonso

Vocal: Jaime Montoya Larrahondo

Secretario: Ramón Gutiérrez Moizant

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 29 de abril de 2011 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE



*A mis padres.*



# Resumen

En la realización de este proyecto fin de carrera se ha diseñado la estructura portante de un motor linear síncrono de imanes permanentes. Se utilizó un programa de magnetismo basado en el método de elementos finitos MEF para calcular las fuerzas magnéticas provocadas por el flujo magnético entre los imanes y la armadura. El modelo del prototipo se realizó mediante un programa de diseño asistido por ordenador CAD, importándolo posteriormente a un programa de análisis de elementos finitos FEA para el estudio del comportamiento mecánico de sus piezas. Las simulaciones obtenidas con éste último en las condiciones más reales posibles se obtuvieron unos resultados que permitieron conocer los puntos más débiles de la estructura, y permitiendo unas mejoras para re-diseñarlo y obtener así un prototipo que soporte cualquier tipo de sollicitación sin fallo.

**Palabras clave:** Motor linear, imanes permanentes, elementos finitos, MEF, armadura, modelo, prototipo, CAD, análisis, FEA, simulaciones, estructura, sollicitación.



# Abstract

In conducting this project has been designed bearing structure of a permanent magnet linear synchronous motor. It used a magnetism program based on finite element method FEM to calculate the magnetic forces caused by magnetic flux between the magnets and armature. The prototype model was made through a program of computer-aided design CAD, then importing it to a program of finite element analysis FEA to study the mechanical behavior of its parts. The simulations obtained with that one, in the most real situation, results that were obtained allowed to know the weakest points of the structure, and allowing for improvements in re-design and to obtain a prototype that supports any type of solicitation without failure.

**Keywords:** Permanent magnet, linear motor, finite element, FEM, armature, prototype, model, CAD, analysis, FEA, simulations, structure, solicitation.

# Glosario

2D	<i>Dos dimensiones</i>
3D	<i>Tres dimensiones</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
FEA	<i>Finite Element Analysis</i>
FEM	<i>Finite Element Method</i>
MEF	<i>Método de los Elementos Finitos</i>
MES	<i>Mechanical Event Simulation</i>
MLSIP	<i>Motor Lineal Síncrono de Imanes Permanentes</i>





# Índice general

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
1.1. Antecedentes.....	4
1.2. Planteamiento del problema.....	4
1.3. Objetivos del proyecto.....	6
1.4. Metodología.....	7
<b>2. MOTORES LINEALES.....</b>	<b>9</b>
2.1. Definición.....	10
2.2. Transformación topológica de un motor rotativo en un motor lineal.....	11
2.3. Clasificación de los motores lineales.....	12
2.4. Principio de funcionamiento del MLSIP.....	17
2.5. Principales ventajas e inconvenientes de los motores lineales.....	20
2.6. Aplicaciones.....	21
<b>3. EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS.....</b>	<b>23</b>
3.1. Introducción.....	23
3.2. Elementos básicos.....	25
3.3. Definición del método.....	27
3.4. Aplicaciones.....	32
3.5. Ventajas.....	33
<b>4. PROGRAMAS UTILIZADOS.....</b>	<b>34</b>
4.1. Flux.....	34
4.1.1. Introducción.....	34
4.1.2. Descripción del entorno de trabajo en Flux.....	36
4.2. Solid Edge.....	41
4.2.1. Introducción.....	41
4.2.2. Descripción del entorno de trabajo en Solid Edge.....	42
4.3. Algor.....	47



4.3.1. Introducción.....	47
4.3.2. Descripción del entorno de trabajo en Algor.....	49
<b>5. ANÁLISIS ELECTROMAGNÉTICO.....</b>	<b>53</b>
5.1. Diseño y simulación del modelo.....	54
5.2. Resultados.....	63
<b>6. DISEÑO Y MODELADO DEL PROTOTIPO.....</b>	<b>72</b>
6.1. Modelado del deslizador.....	74
<b>7. ANÁLISIS ESTÁTICO.....</b>	<b>89</b>
7.1. Ensayo y metodología.....	91
7.2. Análisis estático de ejes.....	92
7.2.1. Modelo en Algor.....	93
7.2.2. Resultados.....	118
7.2.2.1. Tensiones.....	118
7.2.2.2. Desplazamientos.....	120
7.2.2.3. Condiciones de emergencia.....	122
7.2.2.4. Análisis de resultados.....	125
7.3. Análisis estático del prototipo.....	126
7.3.1. Modelo en Algor.....	127
7.3.2. Resultados.....	139
7.3.2.1. Tensiones.....	139
7.3.2.2. Desplazamientos.....	150
7.3.2.3. Condiciones de emergencia.....	153
7.3.2.4. Análisis de resultados.....	157
7.4. Análisis de rodamientos.....	161
7.4.1. Preselección del rodamiento.....	162
7.4.2. Cálculo de las fuerzas máximas.....	164
7.4.3. Metodología de cálculo.....	167
<b>8. ANÁLISIS MODAL.....</b>	<b>172</b>
8.1. Ensayo y metodología.....	174



8.2. Modelo en Algor.....	175
8.3. Resultados.....	178
<b>9. CONCLUSIONES.....</b>	<b>188</b>
<b>10. TRABAJOS FUTUROS.....</b>	<b>191</b>
<b>11. PRESUPUESTO.....</b>	<b>193</b>
<b>12. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>194</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>197</b>
ANEXO I. Datos provenientes de Flux.....	198
ANEXO II. Planos y detalles geométricos del prototipo.....	200
ANEXO III. Modos de vibración.....	215



# Índice de figuras

## CAPÍTULO 2: MOTORES LINEALES

<b>Figura 2.1:</b> Transformación topológica de un motor de inducción rotativo en un motor lineal plano.....	11
<b>Figura 2.2:</b> Clasificación de los motores lineales en función de la forma en que se produce el efecto de empuje del motor.....	13
<b>Figura 2.3:</b> Esquema de un motor lineal síncrono de estator corto.....	14
<b>Figura 2.4:</b> Motor lineal de estator largo.....	14
<b>Figura 2.5:</b> Motor lineal monolátero y motor lineal bilátero.....	15
<b>Figura 2.6:</b> Motor lineal plano y motor lineal tubular.....	15
<b>Figura 2.7:</b> MLSIP de flujo longitudinal y MLSIP de flujo transversal.....	15
<b>Figura 2.8:</b> Motor lineal con armadura ranurada y motor lineal con armadura sin núcleo de hierro.....	16
<b>Figura 2.9:</b> Imanes permanentes dispuestos en configuración Halbach.....	16

## CAPÍTULO 4: PROGRAMAS UTILIZADOS

<b>Figura 4.1:</b> Sinergia del software <i>Flux</i> .....	35
<b>Figura 4.2:</b> <i>Flux</i> .....	35
<b>Figura 4.3:</b> Descripción de la interfaz de <i>Flux</i> .....	37
<b>Figura 4.4:</b> Tipo de análisis en <i>Flux</i> .....	38
<b>Figura 4.5:</b> <i>Solid Edge</i> .....	41
<b>Figura 4.6:</b> Pantalla de inicio de <i>Solid Edge</i> .....	42
<b>Figura 4.7:</b> Descripción de la interfaz de <i>Solid Edge</i> .....	44
<b>Figura 4.8:</b> Entorno Pieza en <i>Solid Edge</i> .....	45
<b>Figura 4.9:</b> Entorno Conjunto en <i>Solid Edge</i> .....	46
<b>Figura 4.10:</b> <i>Algor</i> .....	48
<b>Figura 4.11:</b> Descripción de la interfaz de <i>Algor</i> .....	50

## CAPÍTULO 5: ANÁLISIS ELECTROMAGNÉTICO

<b>Figura 5.1:</b> Tipo de análisis en <i>Flux</i> .....	54
<b>Figura 5.2:</b> Parámetros del modelo geométrico.....	55
<b>Figura 5.3:</b> Propiedades magnéticas del hierro.....	56
<b>Figura 5.4:</b> Propiedades magnéticas de los imanes permanentes.....	57



<b>Figura 5.5:</b> Modelo geométrico de <i>Flux</i> .....	58
<b>Figura 5.6:</b> Modelo geométrico de <i>Flux</i> con las caras definidas.....	58
<b>Figura 5.7:</b> Condiciones de contorno del modelo.....	59
<b>Figura 5.8:</b> Mallado del modelo.....	59
<b>Figura 5.9:</b> Detalle del mallado en el entrehierro.....	60
<b>Figura 5.10:</b> Orientación de los imanes permanentes. Configuración <i>Halbach</i> .....	60
<b>Figura 5.11:</b> Orientación de los imanes permanentes en <i>Flux</i> .....	61
<b>Figura 5.12:</b> Comando <i>Check Physics</i> .....	61
<b>Figura 5.13:</b> Comando <i>Export Physics to a TRA file</i> .....	62
<b>Figura 5.14:</b> Desplazamiento del deslizador y anchura de entrehierro.....	63
<b>Figura 5.15:</b> Líneas de flujo magnético en el punto de máximo empuje y para un entrehierro de 50 mm (en Weber).....	70
<b>Figura 5.16:</b> Líneas de flujo magnético en el punto de máxima atracción y para un entrehierro de 50 mm (en Weber).....	71
<b>Figura 5.17:</b> Densidad de flujo magnético en el punto de máximo empuje y para un entrehierro de 50 mm (en Tesla).....	71
<b>Figura 5.18:</b> Densidad de flujo magnético en el punto de máxima atracción y para un entrehierro de 50 mm (en Tesla).....	71

## CAPÍTULO 6: DISEÑO Y MODELADO DEL PROTOTIPO

<b>Figura 6.1:</b> Perfil cuna inicial.....	74
<b>Figura 6.2:</b> Perfil cuna final.....	74
<b>Figura 6.3:</b> Neumático de manutención <i>SOLIDEAL HAULER</i> .....	75
<b>Figura 6.4:</b> Diseños de ejes.....	76
<b>Figura 6.5:</b> Rodamientos acoplados al eje.....	76
<b>Figura 6.6:</b> Rodamiento de bolas.....	77
<b>Figura 6.7:</b> Diseño del rodamiento.....	77
<b>Figura 6.8:</b> <i>Prototipo 393</i> .....	77
<b>Figura 6.9:</b> <i>Prototipo 393</i> con ruedas auxiliares.....	79
<b>Figura 6.10:</b> Ruedas en el mismo sentido.....	79
<b>Figura 6.11:</b> Ruedas en sentido contrario.....	79
<b>Figura 6.12:</b> <i>Prototipo 434</i> .....	81
<b>Figura 6.13:</b> Variación del <i>Prototipo 434</i> .....	82
<b>Figura 6.14:</b> Ruedas en el mismo sentido.....	82
<b>Figura 6.15:</b> Ruedas en sentido contrario.....	82



<b>Figura 6.16:</b> <i>Prototipo final</i> .....	83
<b>Figura 6.17:</b> Vista en planta del <i>Prototipo final</i> .....	84
<b>Figura 6.18:</b> Vista frontal o en alzado del <i>Prototipo final</i> .....	84
<b>Figura 6.18:</b> Vista lateral o de perfil del <i>Prototipo final</i> .....	85
<b>Figura 6.19:</b> Subconjunto <i>Jaula</i> .....	85
<b>Figura 6.20:</b> Subconjunto <i>Lateral_ejes</i> .....	86
<b>Figura 6.21:</b> Unión de perfiles frontales con el conjunto.....	86
<b>Figura 6.22:</b> Pletina de acero de 10 mm de espesor.....	87
<b>Figura 6.23:</b> Detalles pletinas y tornillería.....	87
<b>Figura 6.24:</b> <i>Prototipo simplificado</i> .....	88

## CAPÍTULO 7: ANÁLISIS ESTÁTICO

<b>Figura 7.1:</b> <i>Modelo Óptimo</i> .....	93
<b>Figura 7.2:</b> Acotación del <i>Modelo Óptimo</i> .....	93
<b>Figura 7.3:</b> Detalle 1. <i>Modelo Óptimo</i> .....	94
<b>Figura 7.4:</b> Detalle 2. <i>Modelo Óptimo</i> .....	94
<b>Figura 7.5:</b> Exportación del modelo a <i>Algor</i> .....	94
<b>Figura 7.6:</b> Ventana Abrir. Archivos compatibles. <i>Algor</i> .....	95
<b>Figura 7.7:</b> Elección del tipo de análisis.....	96
<b>Figura 7.8:</b> Elección del tipo de elemento.....	97
<b>Figura 7.9:</b> Tipo de elemento. Brick.....	97
<b>Figura 7.10:</b> Modificar definición del elemento.....	98
<b>Figura 7.11:</b> Definición de parámetros del elemento.....	98
<b>Figura 7.12:</b> Opciones de mallado del modelo.....	99
<b>Figura 7.13:</b> Model Mesh Settings.....	100
<b>Figura 7.14:</b> Percent of automatic.....	100
<b>Figura 7.15:</b> Absolute mesh size.....	101
<b>Figura 7.16:</b> Solid mesh type.....	102
<b>Figura 7.17:</b> General Model Mesh Settings.....	102
<b>Figura 7.18:</b> Model Mesh Settings con tamaño absoluto de malla.....	103
<b>Figura 7.19:</b> Generar malla.....	103
<b>Figura 7.20:</b> Proceso de mallado.....	104
<b>Figura 7.21:</b> Ver resultados del mallado.....	104
<b>Figura 7.22:</b> Consulta de resultados de mallado.....	105
<b>Figura 7.23:</b> Resultados de mallado del modelo.....	105



<b>Figura 7.24:</b> Resultados de mallado por pieza.....	106
<b>Figura 7.25:</b> Mallado del <i>Modelo Óptimo</i> .....	107
<b>Figura 7.26:</b> Asignación de material.....	108
<b>Figura 7.27:</b> Biblioteca de materiales.....	108
<b>Figura 7.28:</b> Propiedades AISI 1006 Steel, cold drawn.....	109
<b>Figura 7.29:</b> Definición del tipo de contacto entre superficies.....	110
<b>Figura 7.30:</b> Parámetros del análisis.....	111
<b>Figura 7.31:</b> Parámetros del análisis. Gravedad/Aceleración.....	111
<b>Figura 7.32:</b> Añadir fuerza nodal.....	112
<b>Figura 7.33:</b> Menú características de fuerza nodal.....	113
<b>Figura 7.34:</b> Modelo con las cargas aplicadas.....	113
<b>Figura 7.35:</b> Añadir condiciones de contorno.....	114
<b>Figura 7.36:</b> Menú características de las condiciones de contorno.....	115
<b>Figura 7.37:</b> Detalle del modelo con las condiciones de contorno aplicadas.....	115
<b>Figura 7.38:</b> Comprobar modelo.....	116
<b>Figura 7.39:</b> Validación del modelo.....	116
<b>Figura 7.40:</b> Efectuar análisis.....	117
<b>Figura 7.41:</b> Módulo de cálculo.....	117
<b>Figura 7.42:</b> Visualización de los resultados de tensión.....	118
<b>Figura 7.43:</b> Distribución de tensiones en el <i>Modelo Óptimo</i> .....	119
<b>Figura 7.44:</b> Visualización de los resultados de desplazamiento.....	120
<b>Figura 7.45:</b> Distribución de desplazamientos en el <i>Modelo Óptimo</i> .....	121
<b>Figura 7.46:</b> Modelo con las nuevas cargas aplicadas.....	122
<b>Figura 7.47:</b> Distribución de tensiones en el eje actuando la rueda de emergencia.....	123
<b>Figura 7.48:</b> Distribución de desplazamientos en el eje actuando la rueda de emergencia.....	124
<b>Figura 7.49:</b> <i>Prototipo simplificado</i> .....	127
<b>Figura 7.50:</b> Opciones generales del modelo de material.....	129
<b>Figura 7.51:</b> Mallado del prototipo.....	130
<b>Figura 7.52:</b> Propiedades Iron, Gray Cast ASTM A-48 Grade 60.....	131
<b>Figura 7.53:</b> Propiedades AISI 1006 Steel, cold drawn.....	132
<b>Figura 7.54:</b> Propiedades <i>Plastic-Polycarbonate (Molded)</i> .....	133
<b>Figura 7.55:</b> Parámetros del análisis. Curvas de carga.....	134
<b>Figura 7.56:</b> Parámetros del análisis. Gravedad/Aceleración.....	134
<b>Figura 7.57:</b> Añadir presión superficial.....	136
<b>Figura 7.58:</b> Menú características de presión.....	136



<b>Figura 7.59:</b> Prototipo con las cargas aplicadas.....	137
<b>Figura 7.60:</b> Menú características de las condiciones de contorno.....	137
<b>Figura 7.61:</b> Prototipo con las condiciones de contorno aplicadas.....	138
<b>Figura 7.62:</b> Distribución de tensiones en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	139
<b>Figura 7.63:</b> Distribución de tensiones en el perfil cuna.....	141
<b>Figura 7.64:</b> Distribución de tensiones en el perfil U frontal.....	142
<b>Figura 7.65:</b> Distribución de tensiones en los imanes.....	142
<b>Figura 7.66:</b> Distribución de tensiones en el perfil C superior.....	143
<b>Figura 7.67:</b> Distribución de tensiones en la pletina.....	144
<b>Figura 7.68:</b> Distribución de tensiones en el eje.....	145
<b>Figura 7.69:</b> Distribución de tensiones en la rueda auxiliar.....	146
<b>Figura 7.70:</b> Distribución de tensiones en la chapa lateral.....	147
<b>Figura 7.71:</b> Distribución de tensiones en el perfil lateral en U.....	148
<b>Figura 7.72:</b> Distribución de tensiones en el perfil frontal en L.....	149
<b>Figura 7.73:</b> Distribución de tensiones en el rodamiento.....	149
<b>Figura 7.74:</b> Distribución de desplazamientos en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	150
<b>Figura 7.75:</b> Distribución de desplazamientos (eje X) en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	151
<b>Figura 7.76:</b> Distribución de desplazamientos (eje Y) en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	152
<b>Figura 7.77:</b> Distribución de desplazamientos (eje Z) en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	152
<b>Figura 7.78:</b> Modelo con las nuevas condiciones de contorno y cargas aplicadas.....	154
<b>Figura 7.79:</b> Distribución de tensiones en el prototipo actuando las ruedas de emergencia....	154
<b>Figura 7.80:</b> Distribución de desplazamientos en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.....	156
<b>Figura 7.81:</b> Representación rodamiento con obturaciones rozantes en ambos lados.....	162
<b>Figura 7.82:</b> Características del rodamiento 61916-2RS1.....	163
<b>Figura 7.83:</b> Reacciones en los ejes del prototipo.....	164
<b>Figura 7.84:</b> Distribución de reacciones en los rodamientos.....	165
<b>Figura 7.85:</b> Reacciones en la superficie del rodamiento.....	166
<b>Figura 7.86:</b> Viscosidad $v_l$ a la velocidad de funcionamiento.....	170
<b>Figura 7.87:</b> Viscosidad $v$ a la temperatura de funcionamiento.....	170



**CAPÍTULO 8: ANÁLISIS MODAL**

<b>Figura 8.1:</b> Análisis lineal de frecuencia natural (modal).....	175
<b>Figura 8.2:</b> Mallado del prototipo.....	176
<b>Figura 8.3:</b> Modo de vibración 1.....	180
<b>Figura 8.4:</b> Modo de vibración 2.....	181
<b>Figura 8.5:</b> Modo de vibración 3.....	181
<b>Figura 8.6:</b> Modo de vibración 4.....	182
<b>Figura 8.7:</b> Modo de vibración 5.....	183
<b>Figura 8.8:</b> Modo de vibración 6.....	183
<b>Figura 8.9:</b> Modo de vibración 7.....	184
<b>Figura 8.10:</b> Modo de vibración 8.....	184
<b>Figura 8.11:</b> Modo de vibración 9.....	185
<b>Figura 8.12:</b> Modo de vibración 10.....	186

**ANEXOS**

<b>Figura i:</b> Vista lateral del <i>prototipo simplificado</i> .....	214
<b>Figura ii:</b> Vista frontal del <i>prototipo simplificado</i> .....	214



# Índice de tablas

## CAPÍTULO 5: ANÁLISIS ELECTROMAGNÉTICO

<b>Tabla 5.1:</b> Puntos representativos de la atracción máxima y el empuje máximo.....	66
<b>Tabla 5.2:</b> Fuerzas de atracción y fuerzas de empuje pertenecientes a cada uno de los imanes.....	66
<b>Tabla 5.3:</b> Valores de la fuerza de empuje en función del entrehierro en el punto de máximo empuje.....	67
<b>Tabla 5.4:</b> Valores de la fuerza de atracción en función del entrehierro en el punto de máxima atracción.....	68

## CAPÍTULO 7: ANÁLISIS ESTÁTICO

<b>Tabla 7.1:</b> Tensiones máximas y mínimas del <i>Modelo Óptimo</i> .....	119
<b>Tabla 7.2:</b> Desplazamientos máximos y mínimos del <i>Modelo Óptimo</i> .....	121
<b>Tabla 7.3:</b> Tensiones máximas y mínimas en el eje actuando la rueda de emergencia.....	123
<b>Tabla 7.4:</b> Desplazamientos máximos y mínimos en el eje actuando la rueda de emergencia.....	125
<b>Tabla 7.5:</b> Resultados de mallado del prototipo.....	130
<b>Tabla 7.6:</b> Fuerzas y presiones de atracción y empuje pertenecientes a cada uno de los imanes permanentes para un entrehierro de 50 mm.....	135
<b>Tabla 7.7:</b> Tensiones máximas y mínimas en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	140
<b>Tabla 7.8:</b> Tensiones máximas y mínimas en el perfil cuna.....	140
<b>Tabla 7.9:</b> Tensiones máximas y mínimas en el perfil U frontal.....	141
<b>Tabla 7.10:</b> Tensiones máximas y mínimas en los imanes.....	142
<b>Tabla 7.11:</b> Tensiones máximas y mínimas en el perfil C superior.....	143
<b>Tabla 7.12:</b> Tensiones máximas y mínimas en la pletina.....	144
<b>Tabla 7.13:</b> Tensiones máximas y mínimas en el eje.....	145
<b>Tabla 7.14:</b> Tensiones máximas y mínimas en la rueda auxiliar.....	146
<b>Tabla 7.15:</b> Tensiones máximas y mínimas en la chapa lateral.....	146
<b>Tabla 7.16:</b> Tensiones máximas y mínimas en el perfil lateral en U.....	147
<b>Tabla 7.17:</b> Tensiones máximas y mínimas en el perfil frontal en L.....	148
<b>Tabla 7.18:</b> Tensiones máximas y mínimas en el rodamiento.....	149
<b>Tabla 7.19:</b> Desplazamientos máximos y mínimos en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	151
<b>Tabla 7.20:</b> Desplazamientos máximos y mínimos en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.....	153



<b>Tabla 7.21:</b> Tensiones máximas y mínimas en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.....	155
<b>Tabla 7.22:</b> Tensiones máximas y mínimas de la pieza más solicitada de cada grupo actuando las ruedas de emergencia.....	155
<b>Tabla 7.23:</b> Desplazamientos máximos y mínimos en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.....	156
<b>Tabla 7.24:</b> Tensiones a fluencia y a rotura de los materiales empleados en el análisis.....	157
<b>Tabla 7.25:</b> Coeficientes de seguridad para las piezas del modelo.....	158
<b>Tabla 7.26:</b> Directrices para la selección de la obturación de un rodamiento.....	162
<b>Tabla 7.27:</b> Reacciones máximas y mínimas en los rodamientos.....	165
<b>Tabla 7.28:</b> Factores de cálculo para rodamientos rígidos de una hilera de bolas dispuestos individualmente o apareados en tándem.....	167

## CAPÍTULO 8: ANÁLISIS MODAL

<b>Tabla 8.1:</b> Resultados de mallado del prototipo.....	176
<b>Tabla 8.2:</b> Parámetros del análisis.....	177
<b>Tabla 8.3:</b> Modos, frecuencias propias y desplazamientos máximos.....	178

## CAPÍTULO 11: PRESUPUESTO

<b>Tabla 11.1:</b> Presupuesto.....	193
-------------------------------------	-----

## ANEXOS

<b>Tabla i:</b> Fuerzas de empuje, atracción y total en función de la distancia recorrida por el deslizador.....	199
<b>Tabla ii:</b> Desglose de las piezas del <i>prototipo final</i> .....	201



# Índice de gráficas

## **CAPÍTULO 5: ANÁLISIS ELECTROMAGNÉTICO**

<b>Gráfica 5.1:</b> Fuerza total, fuerza de empuje y fuerza de atracción respecto al desplazamiento del deslizador para un entrehierro de 50 mm.....	64
<b>Gráfica 5.2:</b> Fuerza de empuje vs anchura del entrehierro en el punto de máximo empuje.....	68
<b>Gráfica 5.3:</b> Fuerza de atracción vs anchura del entrehierro en el punto de máxima atracción..	69

## **CAPÍTULO 8: ANÁLISIS MODAL**

<b>Gráfica 8.1:</b> Modos de vibración vs frecuencias naturales.....	186
<b>Gráfica 8.2:</b> Frecuencias naturales vs desplazamientos máximos.....	187



## CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN

---

Es difícil encontrar una actividad en la que sea más importante el avance en materia tecnológica que el transporte. No hay más que contemplar cómo han ido evolucionando los tiempos de viaje a lo largo de los años, algo que ha sido posible gracias al avance de las nuevas tecnologías.

El desarrollo del transporte público metropolitano es algo fundamental. La movilidad urbana y metropolitana debe avanzar constante y crecientemente si no se quiere llegar a una situación de bloqueo tanto de accesibilidad y maniobrabilidad como económico. La solución no es hacer más carreteras, aumentar el ancho de las vías y hacer aparcamientos (aunque todo ello es importante) sino proporcionar a los ciudadanos un sistema de transporte público eficaz, eficiente, cómodo y fiable. En este sentido, las nuevas tecnologías pueden contribuir mucho. Nos pueden ayudar en cuatro grandes líneas: fomentar el uso por parte de los ciudadanos, incrementar la eficiencia, incrementar la seguridad y contribuir a reducir el impacto medioambiental. [1]



De acuerdo a estas ideas, nace la propuesta de creación de un nuevo concepto de autobús urbano propulsado mediante un motor eléctrico lineal síncrono de imanes permanentes (MLSIP).

Los avances en las NNTT han proporcionado la concepción de motores lineales eléctricos análogos a los habituales motores rotativos, con disparidad respecto a su desplazamiento. Los primeros se caracterizan por desplazarse en un plano recto mientras que los segundos realizan un movimiento giratorio sobre su eje.

El agotamiento de las reservas de combustibles fósiles a corto o medio plazo hace que la aplicación de la tecnología electromagnética en el sector del transporte suponga una solución para un futuro próximo. Por tanto, es de especial importancia la continuación en el desarrollo tecnológico de este campo.

Las características que definen este motor eléctrico ofrecen una serie de mejoras y ventajas frente a los propulsores montados en los autobuses públicos actuales. El mayor aprovechamiento de la energía, la capacidad de alcanzar velocidades superiores, un aumento en el confort de marcha, la reducción de la fricción y un compromiso con el medio ambiente son sus principales argumentos.

El máximo exponente aplicado de este tipo de tecnología es, sin duda, el tren de levitación magnética o Maglev (magnetic levitation vehicle) operativo en Alemania, China y Japón y en fase de aprobación en Sevilla [2]. Con un sistema de propulsión basado en los motores lineales y aplicando el uso de electroimanes superconductores y bobinas laterales de levitación, estos sistemas Maglev se encuentran hoy al frente de la vanguardia tecnológica en transportes.

El diseño de ingeniería puede describirse como el proceso de aplicar las diversas técnicas, metodologías y principios científicos con objeto de definir un dispositivo, un proceso o un sistema (encaminado a cubrir una cierta necesidad) con el suficiente detalle para permitir su realización. [3]



Este proceso conlleva la realización de un conjunto de actividades que serán abordadas a lo largo del presente proyecto fin de carrera. El diseño y análisis de un prototipo de vehículo que incorpora el motor eléctrico lineal y que servirá como base para posteriores prototipos con la finalidad de desarrollar un vehículo de transporte que cumpla con las exigencias establecidas, que ocupará gran parte de los objetivos y metas del conjunto. La creación de las piezas y ensamblaje del modelo se realiza con el programa de parametrizado de piezas en tres dimensiones, basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador CAD, *Solid Edge V19* bajo licencia académica. Para efectuar el análisis electromagnético ha sido necesario emplear el programa *Flux™ V10.3*, mientras que para los análisis estructurales los cálculos se realizan con *Algor™ V23.1* licencia comercial. Ambos paquetes de software están basados en el método de los elementos finitos MEF o FEM, como se le conoce en inglés.

La utilización de software de diseño y cálculo computacional de análisis mediante el MEF se ha convertido en el método estándar más usado actualmente para la simulación numérica. Permite al diseñador detectar problemas de tensiones, vibraciones, temperaturas durante el proceso de diseño, para evaluar los posibles cambios en el mismo antes de la posible construcción de un prototipo. Así pues, la confianza en la aceptabilidad del prototipo es mayor, reduciendo considerablemente los costes totales y alcanzando además unos resultados próximos a la realidad.

El propósito del estudio consiste en modelar el prototipo de vehículo con MLSIP y combinar los análisis electromagnético, estático y modal para optimizar así las características del modelo y obtener unos resultados fiables que proporcionen cuales son los puntos débiles y elementos de riesgo del conjunto, obtenidos como consecuencia de un uso normal y que hagan peligrar tanto la integridad estructural como el correcto funcionamiento del mismo. Una vez conocidas las causas, se deberán paliar y corregir sus efectos aplicando las modificaciones oportunas que garanticen un adecuado comportamiento del modelo.

### **1.1. ANTECEDENTES**

El departamento de Ingeniería Eléctrica con la colaboración del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Carlos III de Madrid cuenta con dos precedentes de diseño de prototipo de vehículo de transporte que incorporan el MLSIP, alcanzando el primero la fase de construcción con el objetivo de realizar ensayos empíricos y así estudiar su funcionamiento real. Este proyecto pretende estudiar y diseñar un prototipo de transporte de personas que incorpore un motor lineal síncrono de imanes permanentes y supondrá un escalón más en el avance hacia una futura implementación de la tecnología dentro del marco concerniente al transporte público urbano en España.

### **1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

A diferencia de los motores rotativos, los motores lineales poseen un circuito magnético que no es continuo, es decir, tiene extremos y longitud finita tanto en el dispositivo móvil (deslizador) como en el dispositivo estático (estator). Esto hace que en los extremos de los circuitos magnéticos se presenten asimetrías o deformaciones del flujo magnético o efectos de borde; este efecto de borde acentúa los problemas de rizado en el empuje del motor. [4]

De otro lado, en los motores lineales síncronos de imanes permanentes presentan variaciones de la energía en el entrehierro debido a la presencia de dientes y ranuras en la armadura (utilizadas para alojar los devanados de la máquina) y de los imanes permanentes en la excitación.

Esa variación de energía se debe principalmente a dos aspectos que son, primero, a la tendencia de los imanes de alinearse en la posición de mínima reluctancia con respecto a los dientes de la armadura, lo cual produce un efecto indeseable en el empuje que es denominado fuerza de diente (cogging force en inglés) y segundo, a la forma no sinusoidal de la inducción magnética de la excitación en el entrehierro, que se debe a la forma geométrica de los imanes. En consecuencia, esa variación de energía producida



por los aspectos mencionados, produce una fuerza que se manifiesta en pequeños saltos o pasos, similar a lo que sucede en un trinquete o “carraca” y que en inglés se le conoce como “detent force”. [4]

La combinación de los efectos mencionados, afectan el empuje del MLSIP originando una variación en el mismo en forma de rizado, el cual se denomina en inglés como “force ripple” y que a su vez se manifiesta en forma de vibraciones y variaciones momentáneas de la velocidad en el motor que especialmente, dificultan el control del mismo. [4]

La importancia de resolver o minimizar todos los efectos anteriormente mencionados exige la realización de un estudio electromagnético, estático estructural y vibracional del deslizador, o parte móvil del motor lineal síncrono de imanes permanentes, que aporte el conjunto de datos contendientes de las limitaciones estructurales y mecánicas del prototipo.

El problema, por tanto, consiste en aplicar los métodos y medidas necesarias para llevar a cabo una nueva estrategia de evaluación del comportamiento del MLSIP. Con la ayuda de las aplicaciones informáticas: *Solid Edge*, diseño y modelado de piezas en 3D; *Flux*, cálculo de las fuerzas electromagnéticas mediante el método de los elementos finitos y *Algor*, análisis estático y modal mediante MEF; se investigará lo anteriormente mencionado.

### **1.3. OBJETIVOS DEL PROYECTO**

Como objetivo principal, este proyecto plantea el estudio, diseño, modelado, cálculo y análisis de un prototipo de vehículo de transporte masivo urbano propulsado mediante tracción con un motor lineal síncrono de imanes permanentes. Correspondiendo la configuración geométrico-magnética del modelo al trabajo de personal eléctrico cualificado.

Los objetivos secundarios son:

1. Estudio y aprendizaje del manejo de un software de análisis electromagnético basado en el método de los elementos finitos.
2. Cálculo de las fuerzas electromagnéticas que soportará un prototipo que incorpora un motor lineal síncrono de imanes permanentes.
3. Modelado en tres dimensiones (3D), mediante un software de diseño asistido por ordenador, del chasis del vehículo que resistirá las cargas magnéticas, provocadas por la interacción del devanado del inductor y el sistema de excitación electromagnético.
4. Estudio y aprendizaje del manejo de un potente software de cálculo estructural basado en el método de los elementos finitos.
5. Caracterización del comportamiento mecánico mediante ensayos FEM del prototipo con base al estudio de análisis estático.
6. Caracterización del comportamiento mecánico mediante ensayos FEM del prototipo con base al estudio de análisis modal.

#### **1.4. METODOLOGÍA**

La composición de este proyecto se ha dividido en los 11 capítulos siguientes:

En el capítulo 1 se presenta la introducción y objetivos del mismo. En el capítulo 2 se explica el concepto de motor lineal, se determina el principio de funcionamiento de los MLSIP y se enuncian las diferencias respecto al motor rotativo. El capítulo 3 describe el método de los elementos finitos. En el capítulo 4 se muestran los programas utilizados. El capítulo 5 muestra el análisis electromagnético incorporado de otros estudios, necesario para obtener las cargas que soportará el prototipo. En el capítulo 6 se muestra el diseño y modelado de las piezas y posterior ensamblaje del modelo. El capítulo 7 es el encargado de abordar el análisis estático del prototipo y los elementos que lo componen. En el capítulo 8 se realiza el análisis de los modos propios de vibración del modelo. A continuación, los últimos capítulos muestran las conclusiones, los trabajos futuros, el presupuesto y la bibliografía de referencia. Por último, se adjuntan los anexos que incluyen los planos constructivos, la evolución geométrica de los ejes del prototipo y todos los modos de vibración calculados.

La metodología adoptada, en el presente proyecto, es la siguiente:

- a) Recopilación bibliográfica relacionada con los siguientes temas:
  - Trabajos realizados con anterioridad por otros autores sobre los motores lineales síncronos de imanes permanentes.
  - Composición y funcionamiento de un MLSIP.
  - Trabajo con hardware y software especializado tanto para la creación de los modelos como para la simulación mecánica y magnética de los mismos.
- b) Estudio y análisis de la información anterior.
- c) Modelos de simulación.



- Modelado 2D del MLSIP mediante las herramientas de modelado del programa *Flux* de simulación magnética.
- Modelado 3D del MLSIP mediante el software *Solid Edge* de CAD (diseño asistido por ordenador).
- Determinación por simulación numérica en análisis mecánico de los casos estático y modos propios de vibración del modelo 3D mediante el método de elementos finitos del programa *Algor*.

d) Datos.

- Análisis y clasificación de los datos obtenidos.
- Elaboración del análisis.

e) Conclusiones



## CAPÍTULO 2

### MOTORES LINEALES

---

En la actualidad un elevado porcentaje de los movimientos producidos por las máquinas de cualquier industria consiste en desplazamientos rectilíneos. Desde los accionamientos lineales basados en dinámica de fluidos, pasando por los accionamientos electromecánicos clásicos, capaces de convertir el movimiento rotativo del motor en movimiento lineal mediante una transmisión mecánica, hasta la tecnología *Direct Drive*, responsable de la aparición de los motores lineales como aplicación en el campo de los servomotores.

Uno de los problemas clásicos a la hora de diseñar una máquina consiste en que el movimiento tal como lo deseamos en nuestro proceso no suele coincidir con el movimiento tal como se produce en el motor. Los motores convencionales generan una cinemática rotativa, de decenas de vueltas por segundo, y un par moderado. En cambio, en nuestra máquina a menudo necesitamos una cinemática lineal y/o de poca velocidad y/o de alto par. [5]

La aproximación histórica a este problema siempre ha venido de la mano de dispositivos mecánicos intermedios de transmisión. Para convertir el movimiento rotativo en lineal se ha recurrido tradicionalmente a sistemas de arrastre basados en husillos, correas o cremalleras, más los componentes requeridos para guiar linealmente el desplazamiento (patines, raíles, etc.). Para disminuir la velocidad de giro y aumentar el par disponible en el eje de salida, la solución universalmente adoptada ha sido el reductor, en cualquiera de sus variantes (de engranajes, vis sin fin/corona, planetario, etc.). Por el contrario, *Direct Drive* puede definirse como una tecnología de motores eléctricos orientada a obtener el movimiento final deseado a partir del propio diseño constructivo del motor, sin necesidad de elementos mecánicos de conversión. [5]

Este capítulo tiene como objetivo aportar al lector la información necesaria acerca de los motores lineales. Antes de abordar cualquier tipo de análisis electromagnético o mecánico que incluya al MLSIP es indispensable mostrar las características físicas y de funcionamiento del mismo. Para ello, se presenta una definición de los motores lineales, la transformación topológica de un motor rotativo en uno lineal, la clasificación de los diversos tipos, el principio de funcionamiento de los MLSIP y las diferencias principales entre motores lineales y motores rotativos. Para finalizar, se incluye un listado de aplicaciones entre las que se encuentra el tren de levitación magnética o MAGLEV propulsado mediante un motor lineal síncrono.

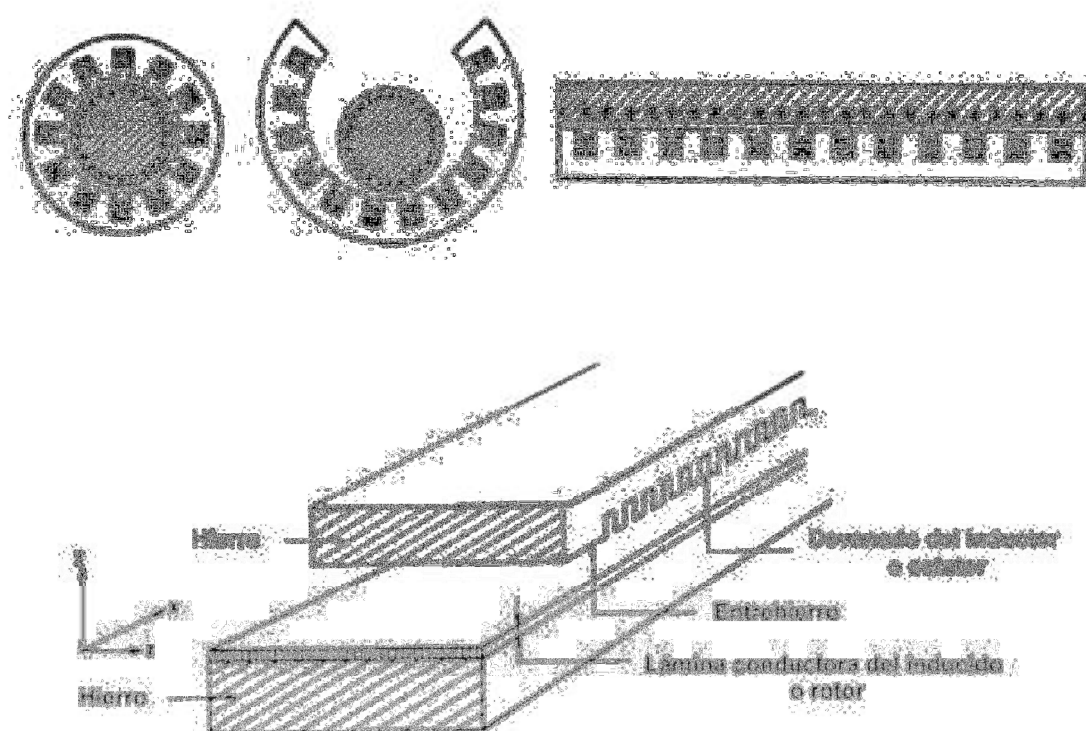
## 2.1. DEFINICIÓN

La explicación más sencilla para entender lo que es un motor lineal es imaginarnos el estator y el rotor de un motor rotativo cortado por un semiplano axial y desenrollado sobre un plano. Entendiendo, por tanto, que su fuerza de accionamiento es lineal y no circular como en el resto de los motores eléctricos.

De una forma más precisa, un motor lineal está compuesto por un elemento primario, donde se encuentran los devanados y un elemento secundario que se extiende a lo largo de la distancia que se va a recorrer, aportando la posibilidad de poder disponer de varios primarios sobre un mismo secundario.

## 2.2. TRANSFORMACIÓN TOPOLÓGICA DE UN MOTOR ROTATIVO EN UN MOTOR LINEAL

La transformación topológica de un motor rotativo en un motor lineal consiste en seccionar radialmente las coronas magnéticas, tanto del estator como del rotor, de un motor de jaula de ardilla y posteriormente desenrollar ambos elementos sobre un plano hasta disponerlos de forma paralela. A continuación, en la figura 2.1, puede observarse este procedimiento.



**Figura 2.1: Transformación topológica de un motor de inducción rotativo en un motor lineal plano.**

Un elemento estará destinado a permanecer fijo o estático, siendo denominado estator, mientras el otro elemento tendrá la capacidad de realizar movimientos de forma lineal y paralela al estator, siendo denominado deslizador.

Una vez lograda la disposición lineal de los componentes del motor, en uno de ellos queda alojado el devanado que produce un campo magnético que se desplaza en un sentido determinado, a esta pieza del motor lineal se le denomina armadura.

En la otra pieza, se ubica una lámina conductora en el caso de los motores lineales de inducción o en el caso de los MLSIP, se ubican los imanes permanentes que reaccionan ante la presencia del campo magnético variable de la armadura. A esta pieza se le denomina riel de reacción o excitación. [4]

Es de especial interés, tener en cuenta que la armadura o el sistema de excitación pueden ubicarse en el estator o en el deslizador indistintamente.

### **2.3. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES LINEALES**

Los motores lineales hacen parte de los tipos especiales de motores eléctricos y se incluyen dentro de la clasificación general de los mismos, sin embargo, dentro de los motores lineales también se pueden distinguir varios tipos de ellos y es por eso que se puede establecer una primera clasificación que depende de la forma en que se produce el efecto de propulsión o de empuje en el motor. Es así como se puede decir que existen motores lineales: Electrostáticos, que basan su movimiento en las fuerzas de atracción y repulsión de las cargas eléctricas; piezoeléctricos, cuyo movimiento se produce por las vibraciones producidas en un material piezoeléctrico que es excitado por una fuente eléctrica; de magnetostricción, que producen movimientos debido a las vibraciones que se producen en un material por los cambios de un flujo magnético y los electromagnéticos. [4]

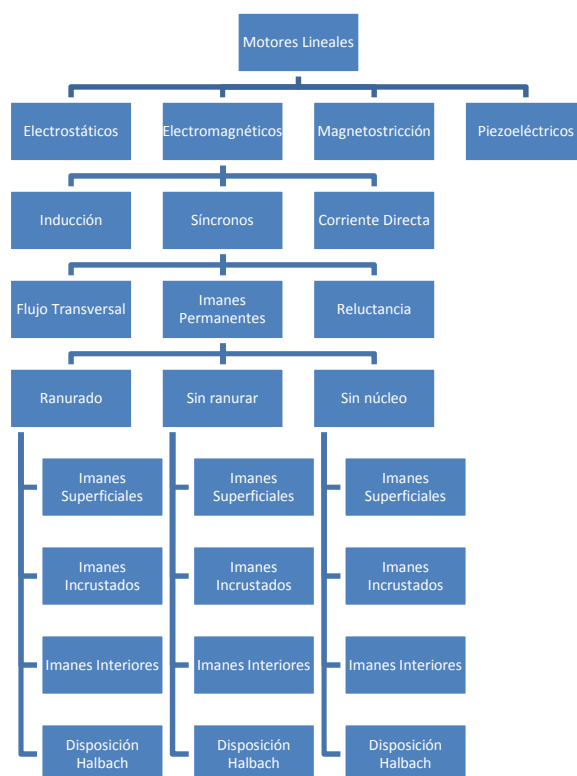
En este proyecto el estudio se centrará en los motores lineales electromagnéticos, por lo cual se establece una clasificación adicional dentro de éste grupo de motores que establece tres tipos que son, los de inducción, los síncronos y los de corriente directa.[4]



Dentro del grupo de los motores lineales síncronos (LSM), se encuentran incluidos los de reluctancia, los de flujo transversal y los de imanes permanentes, siendo estos últimos el objeto de estudio del presente proyecto.

Finalmente, se puede realizar una clasificación dentro de la categoría de los MLSIP que depende de las características constructivas de la armadura. Así, se tienen MLSIP de armadura con ranuras en el núcleo magnético (en inglés: slotted), armadura sin ranuras en el núcleo magnético (slotless) y armadura sin núcleo magnético (en inglés: coreless). En todos los casos, los imanes de la excitación pueden ser superficiales (en inglés: surfase PM), incrustados (en inglés: buried PM), en el interior del núcleo magnético (en inglés: interior PM) o en disposición Halbach (en inglés: Halbach array). [4]

Con el objeto de entender mejor la clasificación anterior, se adjunta el esquema de la misma mostrado en la figura 2.2.



**Figura 2.2: Clasificación de los motores lineales en función de la forma en que se produce el efecto de empuje del motor.**

Debido a las diferencias de carácter constructivo de los diversos tipos de motores lineales síncronos de imanes permanentes, es preciso establecer una serie de clasificaciones en función de su geometría.

Dependiendo de las distintas topologías, los MLSIP pueden clasificarse dentro de los siguientes grupos:

- **De estator corto o estator largo.** (Ver figura 2.3 y figura 2.4).
- **Monoláteros o biláteros.** (Ver figura 2.5).
- **Planos o tubulares.** (Ver figura 2.6).
- **De flujo longitudinal o de flujo transversal.** (Ver figura 2.7).
- **Con núcleo de hierro o con núcleo de aire.** (Ver figura 2.8).
- **De armadura ranurada o de armadura sin ranurar.** (Ver figura 2.8).

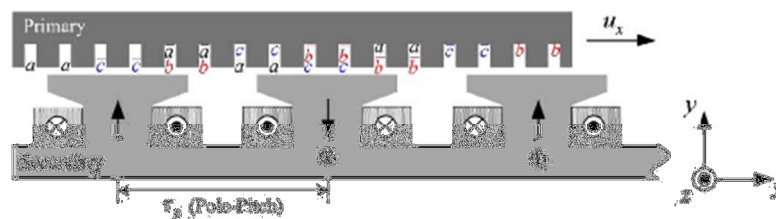


Figura 2.3: Esquema de un motor lineal síncrono de estator corto.

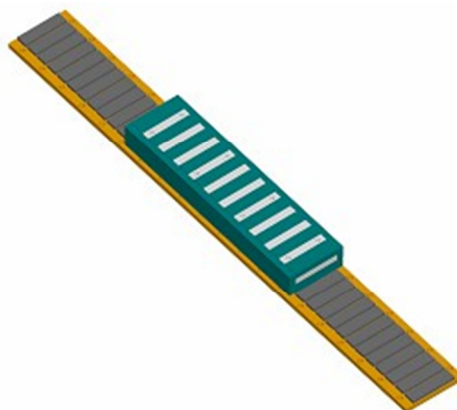
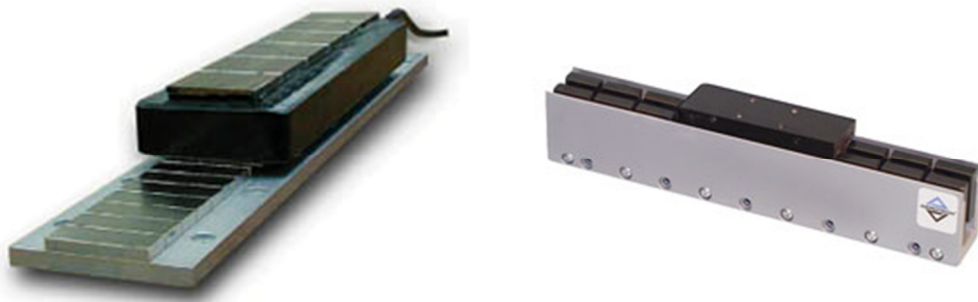
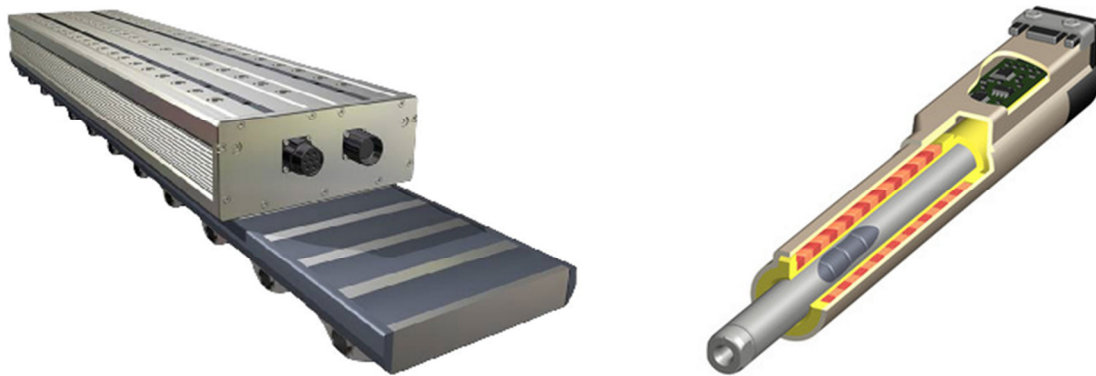


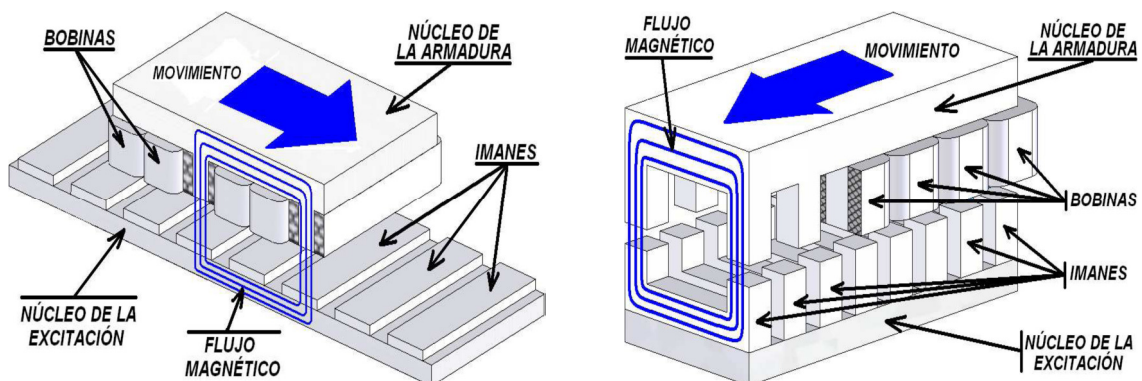
Figura 2.4: Motor lineal de estator largo.



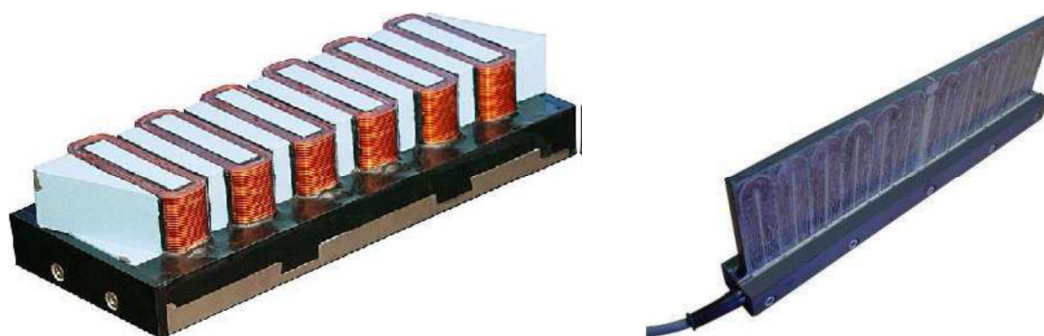
**Figura 2.5: Motor lineal monolátero y motor lineal bilátero.**



**Figura 2.6: Motor lineal plano y motor lineal tubular.**



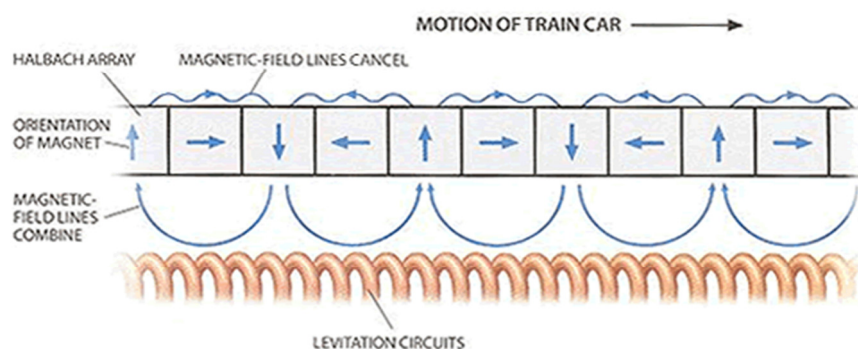
**Figura 2.7: MLSIP de flujo longitudinal y MLSIP de flujo transversal.**



**Figura 2.8: Motor lineal con armadura ranurada y motor lineal con armadura sin núcleo de hierro.**

De acuerdo con las clasificaciones anteriores, se describe nuestro prototipo como un MLSIP de estator largo, lo que indica que el estator tiene mayor longitud que el deslizador; monolátero, que contiene una línea de imanes enfrentados a un devanado y separados por un único entrehierro; plano, debido a que el estator y el deslizador se representan como dos elementos paralelos; de flujo longitudinal, al presentar las líneas de flujo la misma dirección de movimiento descrita por el deslizador; de armadura ranurada, ya que el bobinado se encuentra alojado en las ranuras del núcleo ferromagnético y por disponerse los imanes permanentes en configuración Halbach (Ver figura 2.9).

En el capítulo 5, correspondiente al análisis electromagnético, se representa el modelo 2D del MLSIP empleado en el estudio.



**Figura 2.9: Imanes permanentes dispuestos en configuración Halbach.**

## 2.4. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL MLSIP

La estructura de los MLSIP está compuesta, al igual que en los motores rotativos de tipo síncrono, por dos elementos: un estator y un rotor (deslizador). En uno de los componentes se establece el devanado inductor del motor o también denominada armadura, destinado a producir el campo magnético itinerante al ser recorrido por la corriente eléctrica. En el otro componente, denominado sistema de excitación electromagnética, se establecen los imanes permanentes.

A continuación se define el concepto de sincronismo y se describen una serie de ecuaciones que representan las características más importantes de los MLSIP.

- ***Sincronismo***

En un motor asíncrono o de inducción, el rotor nunca llega a girar en la misma frecuencia con que lo hace el campo magnético del estator y además esta diferencia es directamente proporcional con el aumento del par motor. Por el contrario, en un motor trifásico síncrono el rotor si gira a las mismas rpm que lo hace el campo magnético del estator. Siendo conocida esta velocidad como “velocidad de sincronismo”.

Trasladando este concepto a los MLSIP se establece la existencia de dos campos magnéticos, uno creado por el inductor del motor o armadura y el otro creado por el riel de excitación. Ambos campos tienden a alinearse ya que buscan alcanzar el estado de mínima energía. Debido a ello, se creará un empuje en la dirección de movimiento lo que permitirá al deslizador o parte móvil desplazarse linealmente. Definiendo esta velocidad nuevamente como “velocidad de sincronismo”.

- **Velocidad del deslizador [4]**

La velocidad lineal del MLSIP es equivalente a la velocidad tangencial de un motor síncrono rotativo, por lo cual se hará el planteamiento a partir de esta definición.

$$v_t = v_s = \omega_m r \quad (1)$$

Donde

$v_t = v_s$  Velocidad tangencial en el motor rotativo y la velocidad síncrona lineal en el PMLSM.

$\omega_m$  Velocidad angular mecánica en el motor rotativo.

$r$  Radio exterior del rotor del motor rotativo.

La relación entre el ángulo eléctrico  $\theta_e$  y el ángulo mecánico  $\theta_m$  en un motor eléctrico es:

$$\theta_e = p\theta_m \quad (2)$$

Donde  $p$  es el número de pares de polos del motor.

Si se deriva (2) con respecto al tiempo, se obtiene

$$\omega_e = p\omega_m \quad (3)$$

Despejando  $\omega_m$  y reemplazándola en (1)

$$v_s = \frac{\omega_e}{p} r \quad (4)$$

El número de polos en la circunferencia del motor es

$$2p = \frac{2\pi r}{\tau} \quad (5)$$



Donde  $\tau$  es el paso polar en la excitación.

Despejando  $p$  y reemplazándolo en 4, se tiene

$$v_s = \frac{\omega_e \tau}{\pi r} r = \frac{\omega_e \tau}{\pi} \quad (6)$$

Teniendo en cuenta que

$$\omega_e = 2\pi f \quad (7)$$

Entonces, la velocidad del deslizador estará definida por la ecuación

$$v = v_s = 2f\tau = \frac{\omega}{\pi} \tau \quad (8)$$

Donde

$f$ : Frecuencia de la fuente de alimentación en corriente alterna de la armadura.

Como se puede observar, la velocidad del deslizador de un MLSIP sólo depende de la frecuencia de la fuente de alimentación y del paso polar y no depende del número de polos  $2p$ .



## **2.5. PRINCIPALES VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LOS MOTORES LINEALES**

Los motores lineales son máquinas impulsoras cuya fuerza de accionamiento es lineal. Ello proporciona una serie de ventajas sobre los accionamientos tradicionales basados en transmisiones mecánicas:

- Reducción de los niveles de vibración sin comprometer el grado de prestaciones.
- Bajo nivel de ruido incluso con altas tensiones de alimentación (no existe fricción entre los componentes).
- Ningún efecto de holgura o de muelle asociado a los componentes de transmisión mecánica.
- Elevados valores de velocidad máxima. Típicamente varios m/s.
- El sistema es más preciso cuando se desplaza a altas velocidades.
- Mayores valores de aceleración, lo que es muchas veces es más importante que el valor de la velocidad máxima.
- Mayor eficacia en periodos de aceleración, frenado y tramos con pendientes elevadas, incluso vertical (no dependen de la fricción).
- Al no producirse fricción, se abaratan los costes de mantenimiento. Lo que supone una larga vida de servicio y fiabilidad del sistema.

A su vez, tal y como se esperaba, este tipo de motores presenta algunos inconvenientes:

- Necesidad de disponer de sistemas de refrigeración y/o aislamientos térmicos para disipar el calor generado. (Pérdida de precisión y prestaciones si no se refrigeran adecuadamente).
- Incremento del coste de las soluciones basadas en motores lineales por lo expuesto en el punto anterior.
- Aparición de esfuerzos en la estructura de mayor o menor consideración, posibilidad de vibraciones y ruido ante la acción de fuerzas de atracción normales al movimiento, en función de la magnitud de las mismas.



## 2.6. APLICACIONES

Si existe una aplicación conocida de los motores lineales por encima de cualquier otra, sin duda se trata del sistema de propulsión de los trenes MAGLEV o de levitación magnética. Sin embargo, esta tecnología se emplea además en un elevado número de aplicaciones.

A continuación, se enumeran una serie de aplicaciones y se establecen los dos grupos principales de utilización de los motores lineales.

- ***Usos en sistemas de control de movimiento y sistemas de deslizamiento:***

- Sistemas de transporte y manipulación, por ejemplo sistemas de pórticos de dos o tres ejes, dispositivos de alimentación, equipos de tracción.
- Sistemas de pórticos de carga.
- Sistemas de embalaje.
- Sistemas de montaje y manipulación.
- Sistemas de procesamiento de madera.
- Sistemas de perforación y corte.
- Sistemas de prensas pequeñas.
- Fabricación de maquinaria de utilización específica.
- Mecanizado de alta velocidad.

- ***Usos de un motor lineal para la propulsión del tren:***

a) Uso con los raíles convencionales:

- ***AirTrain JFK*** (Nueva York, 2003).
- ***Sistema de tránsito rápido de EverLine*** (Yongin, bajo construcción).
- ***Línea de Kelana Jaya*** (Kuala Lumpur, 1998).
- ***Scarborough RT*** (Toronto, 1985).
- ***SkyTrain*** (Vancouver, 1985).
- ***Línea de Nagahori Tsurumi-ryokuchi*** (Osaka, 1990).



- ***Línea de Toei Ōedo*** (Tokio, 1991).
- ***Línea de Kaigan*** (Kobe, Japón, 2001).
- ***Línea de Nanakuma*** (Fukuoka, Japón, 2005).
- ***Línea de Imazatosuji*** (Osaka, 2006).
- ***Pista capital del aeropuerto del subterráneo de Pekín*** (Pekín, bajo construcción).

b) Uso con la levitación magnética:

- ***Transrapid*** (Shangai, 2004).
- ***JR-Maglev*** (Japón, 1972).
- ***Aeropuerto de Birmingham*** (Reino Unido, 1984-1995).
- ***M-Bach*** (Berlín, 1989-1991).
- ***HSST: Linimo, línea en Aichi*** (Japón, 2005).

Otras aplicaciones no incluidas anteriormente son:

- Uso en aceleración de montañas rusas.
- Uso en diseño de armas.
- Uso en sistema de despegue electromagnético de aviones de guerra.
- Estudio sobre un posible uso en propulsión de naves espaciales.



## **CAPÍTULO 3**

### **EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS**

---

#### **3.1. INTRODUCCIÓN**

El método de los elementos finitos es un procedimiento numérico para resolver problemas de ingeniería y de física matemática. En los elementos con geometrías complejas, a los que se les aplican determinados sistemas de cargas y están constituidos por materiales diversos, generalmente no es posible obtener una solución matemática exacta de forma analítica.

Las expresiones analíticas son aquellas que se basan en fórmulas matemáticas para obtener los valores de las variables desconocidas deseadas, en cualquier lugar de un cuerpo, objeto de estudio, y son válidas para cualquier punto de este. Este tipo de soluciones generalmente requieren ser resueltas mediante ecuaciones diferenciales parciales u ordinarias, que por la complejidad de la geometría, sistema de cargas o por las propiedades de los materiales empleados generalmente no se pueden resolver; esto



nos llevaría a aplicar una serie de hipótesis que simplifiquen el modelo, que pueden influir en la precisión del resultado final.

Por lo tanto, se ha de confiar en los métodos numéricos, como el de los elementos finitos, mediante el cual, la solución del problema se da resolviendo un sistema de ecuaciones en diferencias de forma iterativa en vez de un sistema de ecuaciones diferenciales.

Se denomina *discretización* a la transformación de un sistema continuo en otro equivalente formado por pequeñas entidades o unidades de pequeño tamaño (elementos finitos) de geometría simple, interconectadas en los puntos comunes de dos o más elementos, líneas de contorno o superficies.

Mediante este procedimiento, en lugar de solucionar el problema de dominio en una sola operación, se aplican las leyes físicas a cada uno de los elementos finitos y al combinarlos se obtiene la solución total. La exactitud del método depende del número de elementos discretos en el que dividamos el modelo continuo. Normalmente, la solución de problemas de tipo estructural, se basa, en la determinación de los desplazamientos en cada nodo y de las tensiones dentro de cada uno de los elementos que componen la estructura, que se someten a las cargas aplicadas.

Debido a la complejidad del cálculo se ha de recurrir a las nuevas tecnologías para agilizarlo. Por ello, el método de los elementos finitos (*FEM*) surge de la aplicación de los planteamientos matriciales apoyándose sobre el desarrollo de los ordenadores y de los procedimientos numéricos para los mismos. Por lo que en su desarrollo ha influido fundamentalmente el progreso en la tecnología de los ordenadores y de sus periféricos y los avances teóricos de nuevos conceptos computacionales.

El método de elementos finitos (*FEM*) se ha convertido en un elemento clave e indispensable en la tecnología, modelización y simulación de sistemas de ingeniería avanzada en diversos campos como la vivienda, transporte, comunicaciones,...



En la construcción de sistemas de ingeniería avanzada, ingenieros y diseñadores realizan un sofisticado proceso de modelización, simulación, visualización, análisis, diseño, prototipos, pruebas, antes de llegar a la fabricación del citado sistema para garantizar su viabilidad y rentabilidad.

Algunos de los procedimientos, se repiten sobre la base de los resultados obtenidos en una etapa con la finalidad de lograr un rendimiento óptimo al menor coste para el producto a construir. Por lo tanto, las técnicas relacionadas con la modelización y simulación de forma rápida y eficaz juegan un papel cada vez más importante; la aplicación del método de elementos finitos se multiplica en numerosas ocasiones por este motivo. [6]

### **3.2. ELEMENTOS BÁSICOS**

- **Nodo**

Un nodo es un punto de unión entre los elementos en los que se dividen las piezas del modelo. De este modo, cada nodo ocupará una posición de coordenadas en el espacio donde están definidos los grados de libertad. Los grados de libertad asociados a este punto representan los posibles movimientos que éste puede describir al someter a carga la estructura, además de qué fuerzas y momentos se transfieren de un elemento al siguiente. Los resultados de un análisis por elementos finitos (deflexiones y tensiones) suelen darse por nodos.

En la realidad, un punto puede moverse en 6 direcciones diferentes: traslación en X, Y y Z, y rotación en torno a X, Y y Z. En el análisis MEF, un nodo puede tener limitados los movimientos considerados en los cálculos por consideraciones del diseño.

Los grados de libertad de un nodo (que dependen del tipo de elemento) indican también qué tipos de fuerzas y de restricciones se transmiten a través del nodo hasta el elemento. Una fuerza (axial o cortante) equivale a un grado de libertad de traslación. Un momento equivale a un grado de libertad de rotación. Así, para poder transferir un



momento en torno a un determinado eje, el nodo debe tener ese grado de libertad. Si un nodo no posee ese grado de libertad de rotación, la aplicación de un momento a ese nodo no tendrá efecto alguno sobre el análisis. Del mismo modo, refrenar ese nodo con una condición de contorno rotacional no tendrá consecuencia alguna, puesto que el nodo no será capaz de transmitir el momento.

- ***Elementos***

El elemento es el bloque constructivo básico del análisis por elementos finitos. Supone una relación matemática que define la interrelación entre los grados de libertad de un nodo y los del siguiente. Existen diferentes tipos básicos de elementos. Así, la elección del tipo de elemento que se empleará para realizar el análisis por MEF dependerá del tipo de modelo que se vaya a estudiar. Los principales tipos de elementos son:

- **VIGA O BARRA**: Empleados para análisis de dos o tres dimensiones de elementos que sean suficientemente esbeltos. Sólo se representan con una dimensión: longitud.
- **PLACA**: Utilizados para estructuras de paredes delgadas. En estos, se supone que la tensión varía linealmente en el espesor.
- **SÓLIDOS**: Es el tipo de elemento más general. Existen varios tipos de elementos sólidos según sea la forma del objeto de estudio: brick (bloque), tetraedro,...[6]



### 3.3. DEFINICIÓN DEL MÉTODO

- ***Discretizar y elegir el tipo de elemento***

En primer lugar, hay que dividir el cuerpo en un sistema equivalente de elementos finitos con sus nodos asociados, y escoger el tipo de elemento más apropiado para que el modelo a estudiar tenga un comportamiento lo más parecido con su actuación física real. El número total de elementos usados y su variación en tamaño y tipo dentro de una pieza dependen de los criterios del ingeniero.

Los elementos deben de tener un tamaño lo bastante pequeño para obtener resultados fiables, pero lo bastante grande para reducir el esfuerzo computacional. Las unidades pequeñas son deseables tanto donde los resultados varían rápidamente, como donde existen cambios en la geometría, y las grandes, pueden ser usadas en zonas donde los resultados son relativamente constantes. El cuerpo discretizado o la malla a menudo son creados con programas de generación de malla o programas procesadores de esta disponibles para el usuario.

La opción elegida sobre los elementos usados en un análisis por *FEM* depende de la apariencia física del modelo en condiciones de carga reales y de lo cerca del comportamiento real quiere el analista que estén los resultados. La elección de los elementos apropiados para un análisis es una de las principales funciones del diseñador o analista.

- ***Seleccionar una función de desplazamiento***

Dentro de cada elemento hay que elegir una función de desplazamiento, esta es definida dentro de cada uno y usa los valores nodales del mismo. Frecuentemente se utilizan polinomios lineales, cuadráticos, y cúbicos ya que se puede trabajar simplemente con ellos en la formulación de elementos finitos. Sin embargo, también pueden ser usadas series trigonométricas. La función de desplazamiento general puede ser aplicada repetidamente para cada elemento.

- ***Definir las relaciones Deformación / Desplazamiento y Deformación / Tensión***

Las relaciones entre deformación/desplazamientos y deformación/tensión son necesarias para obtener las ecuaciones para cada elemento. En el caso de la deformación unidimensional, decimos que en la dirección  $x$ , tenemos la deformación  $\epsilon_x$  relativa al desplazamiento  $u$ , porque  $\epsilon_x = \frac{du}{dx}$  para pequeñas deformaciones.

Además, las tensiones se relacionan con las deformaciones por la ley de Hooke, donde  $\sigma_x = E\epsilon_x$ .  $\sigma_x$  es la tensión en la dirección  $x$  y  $E$  el módulo de elasticidad del material.

- ***Obtener la matriz de rigidez y las ecuaciones***

Inicialmente, el desarrollo por elementos de las matrices de rigidez y de las ecuaciones estaba basado en la influencia del concepto de la rigidez, que presupone conocimientos previos sobre análisis estructural. A continuación, se presentan métodos alternativos para los que estos no son necesarios:

- Método del equilibrio directo: de acuerdo con este método, la matriz de rigidez y las ecuaciones de las fuerzas en los nodos relativas a los desplazamientos de estos, se obtienen utilizando equilibrios de fuerzas para las condiciones básicas de un elemento, junto con las relaciones de tensión/deformación.
- Métodos de trabajo o energía: para desarrollar la matriz de rigidez y las ecuaciones en dos y tres dimensiones, es mucho más fácil de aplicar un método de trabajo o de energía. El principio de los trabajos virtuales (que utiliza desplazamientos virtuales), el principio de mínima energía potencial, y el teorema de Castigliano, son métodos utilizados frecuentemente para obtener las ecuaciones de los elementos.



El principio de los trabajos virtuales, se aplica a cualquier tipo de comportamiento del material, mientras que el principio de mínima energía potencial y el teorema de Castigliano sólo se pueden emplear para materiales elásticos. Además, el principio de los trabajos virtuales se puede utilizar incluso cuando no existe función potencial. Sin embargo, el rendimiento de los tres principios es idéntico para un elemento lineal y las ecuaciones de los materiales elásticos, por lo que el método a utilizar para este tipo de material en el análisis estructural es en gran medida una cuestión de conveniencia y preferencia personal.

- Métodos de residuos ponderados: es útil para desarrollar ecuaciones elementales, el más popular es el método de Garlekin. Estos métodos no dan los mismos resultados que los métodos energéticos cuando estos son aplicables. Son especialmente útiles cuando no se dispone de la energía potencial. Los métodos de residuos ponderados permite que el método de los elementos finitos se aplique directamente a una ecuación diferencial.

Utilizando cualquiera de los métodos que se acaban de exponer se producen ecuaciones para describir el comportamiento de un elemento. Estas ecuaciones se escriben convenientemente en forma de matriz:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \cdots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \cdots & k_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & k_{n2} & k_{n3} & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$

O de forma compacta:  $\{f\} = [k]\{d\}$ , donde  $\{f\}$  es el vector que contiene los valores de las fuerzas nodales,  $[k]$  es la matriz de rigidez y  $\{d\}$  es el vector que representa a los desplazamientos nodales.

- ***Ensamblar las ecuaciones de los elementos para obtener las ecuaciones globales e introducir las condiciones de contorno***

Las ecuaciones individuales de los elementos generadas en el paso anterior pueden ahora sumarse utilizando el método de superposición (llamado *método directo de rigidez*), cuya base es el equilibrio de fuerzas nodales, para obtener las ecuaciones globales para la estructura. Implícito en el *método directo de rigidez* está el concepto de continuidad, que exige que la estructura permanezca unida y que no se rasgue por ningún lugar de esta.

El ensamblado final de la ecuación global escrito en forma matricial es:  $\{F\} = [K]\{d\}$ , donde  $\{F\}$  es el vector de las fuerzas nodales globales,  $[K]$  representa la matriz de rigidez global de la estructura, y  $\{d\}$  es ahora el vector que recoge los grados de libertad nodales o desplazamientos generalizados de la estructura conocidos y desconocidos.

En esta etapa la matriz de rigidez global es una matriz singular ya que su determinante es igual a cero. Para eliminar este singular problema, se tiene que hacer valer ciertas condiciones de contorno (limitaciones o apoyos) con el fin de que la estructura siga en pie y no se mueva como un cuerpo rígido.

- ***Resolver los grados de libertad desconocidos (o desplazamientos generalizados)***

La ecuación global modificada para tener en cuenta las condiciones de contorno, es un conjunto de ecuaciones algebraicas simultáneas que se pueden escribir en forma de matriz ampliada:

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & \cdots & K_{2n} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & \cdots & K_{3n} \\ \vdots & & & & \vdots \\ K_{n1} & K_{n2} & K_{n3} & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix}$$



donde ahora  $n$  es el número de grados de libertad nodales desconocidos. Estas ecuaciones pueden ser resueltas para los  $ds$  (para cada una de las celdas de la malla) utilizando un método de eliminación (por ejemplo, como el de Gauss) o un método iterativo (como el de Gauss- Seidel). Los  $ds$  son llamados incógnitas primarias, porque son las primeras cantidades que se determinan usando la rigidez (o desplazamiento) en el método de los elementos finitos.

- ***Resolver para los elementos el Desplazamiento y la Tensión***

Para los problemas de análisis de tensión estructural, cantidades secundarias importantes tensión (o el momento o fuerza de cizallamiento) se obtienen porque pueden ser expresados directamente en los términos de desplazamiento expresados en el paso anterior.

- ***Interpretación de los resultados***

El objetivo final es interpretar y analizar los resultados para su uso en el diseño y en el proceso de estudio. La determinación de zonas en la estructura donde se encuentran grandes tensiones y deformaciones son importantes en la toma de decisiones sobre el diseño o análisis. [6]



### **3.4. APLICACIONES**

El método de los elementos finitos se puede utilizar para estudiar tanto problemas estructurales como no estructurales. Las áreas típicas de resolución de problemas estructurales son:

- Análisis de tensiones en el modelo, especialmente los relacionados con la concentración de estas que generan agujeros, flancos y otros cambios en la geometría del cuerpo.
- Pandeo.
- Estudio de vibraciones, para evitar efectos indeseados si el sistema trabaja a frecuencias cercanas a su frecuencia propia.

Dentro de los problemas no estructurales se incluyen:

- Transferencia de calor
- Flujo de fluidos, incluyendo la filtración a través de medios porosos.
- Transporte de masa.
- Distribución de potencial electromagnético.

Finalmente, se aplica este método también a algunos problemas de ingeniería biomecánica (que pueden incluir cálculo de tensiones) como el análisis de la columna vertebral, el cráneo, las articulaciones de la cadera, implantes dentales, el corazón y los ojos. [6]



### 3.5. VENTAJAS

- Se pueden crear cuerpos de modelos irregulares fácilmente.
- Aplicación de las condiciones de carga sin dificultad.
- El cuerpo del modelo puede estar compuesto de diferentes materiales ya que las ecuaciones en cada pequeño elemento se evalúan individualmente.
- Se pueden aplicar un ilimitado número de condiciones de contorno.
- Variar el tamaño de los elementos para hacer posible el uso de pequeños elementos cuando sea necesario.
- Alterar el modelo de elementos finitos es relativamente fácil y barato.
- Incluye efectos dinámicos.
- Manejar el comportamiento no lineal existente con grandes deformaciones y materiales no lineales.

El análisis estructural mediante el método de los elementos finitos permite al diseñador detectar problemas de tensiones, vibraciones, temperaturas durante el proceso de diseño, para evaluar los posibles cambios en el mismo antes de la posible construcción de un prototipo. Así pues, la confianza en la aceptabilidad del prototipo es mayor. Además, si se utiliza correctamente, el método puede reducir el número de prototipos que deben ser contruidos antes de la fabricación del producto final. [6]



## CAPÍTULO 4

### PROGRAMAS UTILIZADOS

---

#### 4.1. *FLUX*

##### 4.1.1. INTRODUCCIÓN

40 años de experiencia y una evolución constante han hecho de *Flux* una herramienta líder para el análisis de dispositivos electromagnéticos. Desde la idea hasta el diseño final, *Flux* hace posible la realización de prototipos virtuales en una amplia gama de aplicaciones (ver figura 4.1).

*Flux* es capaz de realizar el diseño, análisis y optimización de cualquier dispositivo electromagnético o térmico, incluyendo desde motores y generadores eléctricos, transformadores e inductores, actuadores lineales, dispositivos de calentamiento por inducción, equipamiento de alta tensión, sensores, cables y hasta equipos de ensayos no destructivos y de compatibilidad electromagnética. [7]



Figura 4.1: Sinergia del software *Flux*.

Para la realización del análisis electromagnético y obtención de las fuerzas que soportará el prototipo, estudio comprendido en el capítulo siguiente, se ha utilizado el software *Flux*<sup>TM</sup> Versión 10.3 basado en el método de los elementos finitos MEF (ver figura 4.2).



Figura 4.2: *Flux*.



#### 4.1.2. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN FLUX

Para la realización del análisis electromagnético mediante el método de los elementos finitos se emplean tres tipos de ventanas que corresponden a la construcción, simulación y análisis del modelo objeto de estudio, denominadas por el programa como *Construction geometry*, *Solving Process* y *Analysis* respectivamente. Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describen a continuación y pueden observarse en la figura 4.3.

- Barra de título: se muestra el nombre del programa y del archivo con el que se está trabajando en ese momento.
- Barra de menús: muestra una serie de pestañas con el nombre de los diferentes menús, los cuales contienen opciones diferentes en función del entorno en que nos encontremos.
- Barras de herramientas: están compuestas por una serie de iconos que permiten trabajar en el entorno de forma directa y sin tener que acceder a las opciones de la barra de menús.
- Entorno gráfico: parte de la pantalla donde se muestra el modelo a estudiar y las acciones que se aplican sobre él, tales como el mallado, condiciones de contorno y asignación de los distintos tipos de regiones.
- Ventana en árbol: entorno vertical situado en la parte izquierda de la pantalla donde se recogen las características asignadas al modelo objeto de estudio, tales como: geometría del modelo, mallado, propiedades físicas de los elementos, materiales, condiciones de contorno...
- Barra de estado: muestra mensajes importantes acerca de las acciones que se están ejecutando en el programa.



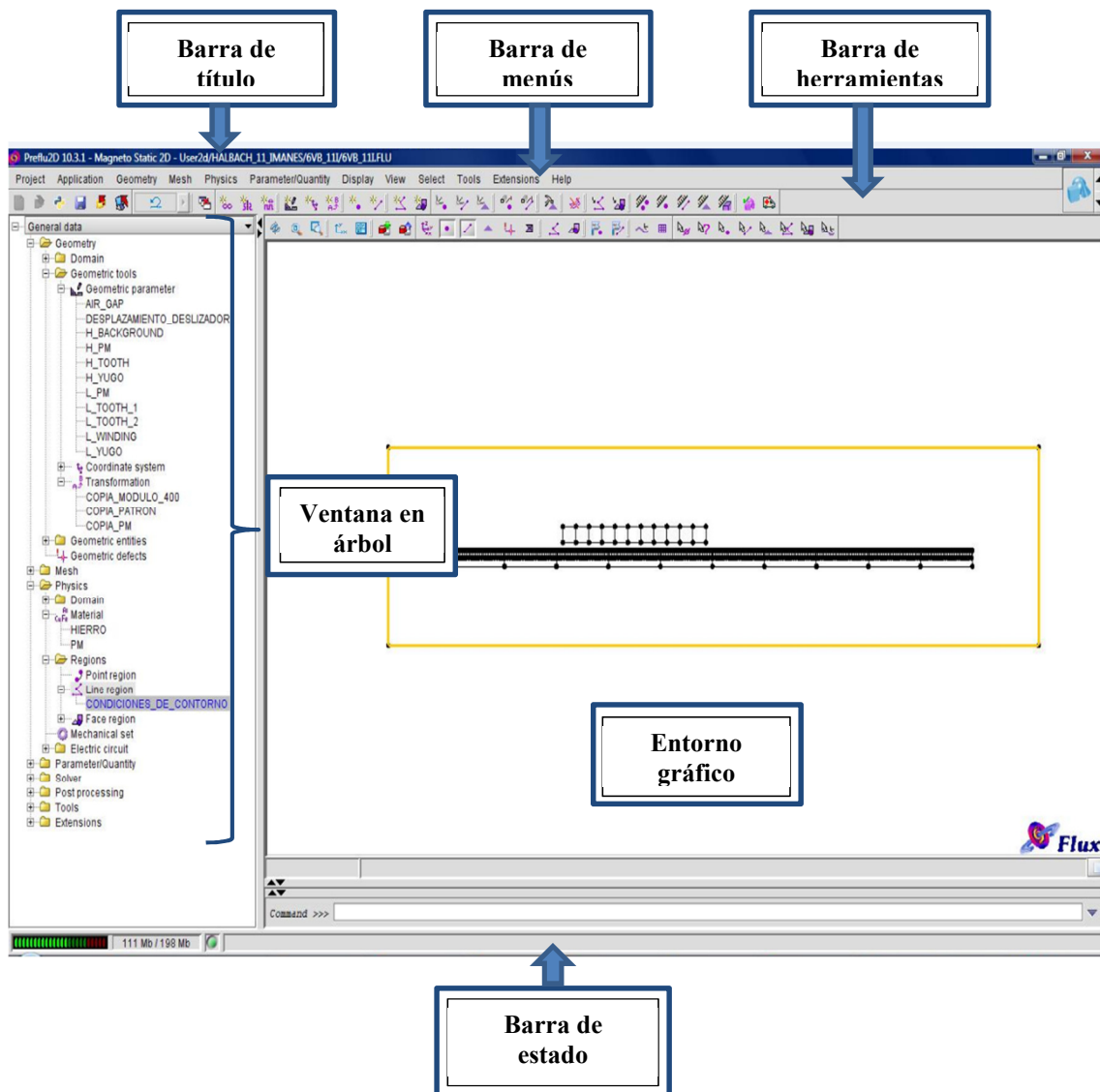
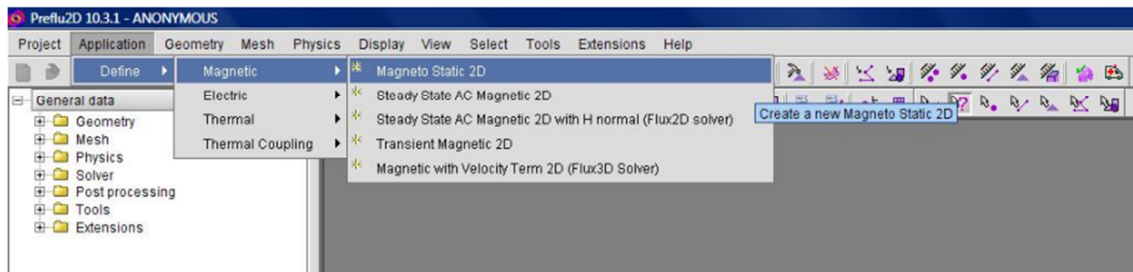


Figura 4.3: Descripción de la interfaz de *Flux*.

- **Construction geometry**

En primer lugar es necesario seleccionar el tipo de análisis. Tal y como muestra la figura 4.4, se escoge el tipo de análisis definido como estático magnético en 2D.

Es necesario especificar que aunque el diseño del modelo se realice en 2D, el programa nos permite agregar una tercera dimensión correspondiente a la anchura o profundidad del modelo.



**Figura 4.4: Tipo de análisis en Flux.**

Una vez seleccionado el tipo de análisis, se crea el modelo geométrico. En primer lugar, se definen las medidas y distancias entre los diferentes componentes de forma paramétrica. Esta opción es de gran utilidad, ya que permite modificar, con posterioridad a la creación del modelo, las medidas sin alterar su geometría y sin la necesidad de comenzar un nuevo diseño, dotando al modelo de versatilidad.

Para ello, se crean primero todos los puntos significativos que definen la geometría del modelo, a continuación se unen los puntos formando las líneas y por último se crean las caras del modelo.

En segundo lugar, se indican las propiedades de los materiales utilizados en la simulación, creando exclusivamente los materiales activos como son los imanes y el hierro de los devanados.



En tercer lugar, se debe discriminar cada una de las partes del modelo y asignar las propiedades físicas pertenecientes a cada una de ellas.

En cuarto lugar, se establecen las condiciones de contorno. Es necesario limitar geométricamente el modelo para facilitar al programa la zona en la que se requiere el cálculo de flujo. Se impondrá un campo magnético tangencial en los límites para considerar que el flujo no es capaz de atravesar esa zona y minimizar de este modo las pérdidas de flujo magnético.

El siguiente paso, uno de los más importantes a realizar en cualquier simulación magnética, parte de la creación de las caras del modelo y consiste en su parametrización en diferentes regiones. Por tanto, en quinto lugar, se editan cada una de las regiones que comprenderán el modelo.

A continuación se enuncian los distintos tipos de región empleadas:

- Air gap region: Corresponde a la región de aire o región en vacío.
- Coil conductor region: Región de bobina conductora.
- Region with current density: Región con una intensidad de corriente circulante.
- Magnetic non conducting region: Indica la región magnética no conductora.
- Inactive region: Representa la región inactiva o pasiva.

Y en último lugar, se procede al mallado del modelo, una vez se han determinado todos los aspectos anteriormente mencionados.

Completado ya el diseño geométrico, es necesario exportar el archivo y guardarlo en formato .tra y así poder utilizarlo en la ventana de simulación.



- ***Solving process***

Una vez abierto el archivo en formato .tra, se dispone a realizar la simulación numérica resolviendo las ecuaciones diferenciales electromagnéticas. En este apartado es posible realizar cálculos multiparamétricos, en función de los parámetros geométricos desarrollados en el apartado anterior. Este análisis conlleva un importante aumento en el número de ecuaciones generadas y en el tiempo de resolución empleado por el ordenador para su cálculo.

- ***Analysis***

Esta ventana sirve para visualizar y graficar cualquier tipo de resultado en función de los parámetros geométricos seleccionados. Es posible representar tablas, gráficas e imágenes incluyendo, entre otros, las siguientes magnitudes:

- Líneas de flujo
- Densidad de flujo
- Fuerza
- Distancia
- Energía
- Par magnético
- Intensidad de corriente
- Permeabilidad magnética

## 4.2. SOLID EDGE

### 4.2.1. INTRODUCCIÓN

Solid Edge es un sistema de diseño asistido por ordenador (CAD) para el modelado de conjuntos y piezas mecánicas y la producción de planos. Desarrollado con la tecnología STREAM, Solid Edge se ha diseñado para incrementar el rendimiento del programa con una interfaz que garantiza una mayor productividad del usuario y una amortización rápida de la inversión realizada.

La tecnología STREAM de Solid Edge impulsa la productividad esencial para el usuario de CAD al capturar las intenciones de diseño de modelado de sólidos de los ingenieros mediante los conceptos de lógica de deducción y gestión de decisiones. La tecnología STREAM hace que Solid Edge sea un sistema CAD fácil de aprender y usar, y más productivo que cualquier otro sistema CAD de gama media del mercado. [8]

Solid Edge V19 es la versión utilizada para la realización del modelado de las piezas y posterior ensamblaje del prototipo (ver figura 4.5).



**Figura 4.5: Solid Edge.**

#### 4.2.2. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN SOLID EDGE

Para que los comandos que necesita le resulten más accesibles, *Solid Edge* dispone de entornos separados para crear piezas, construir conjuntos y producir planos. Se puede utilizar cada entorno de manera independiente. Por ejemplo, todos los comandos necesarios para la creación de planos se encuentran en el entorno Plano. Los entornos están estrechamente integrados, por lo que resulta fácil moverse entre ellos para terminar los diseños. La figura 4.6 muestra los diferentes entornos con los que cuenta el programa presentados en la pantalla de inicio de *Solid Edge V19*.

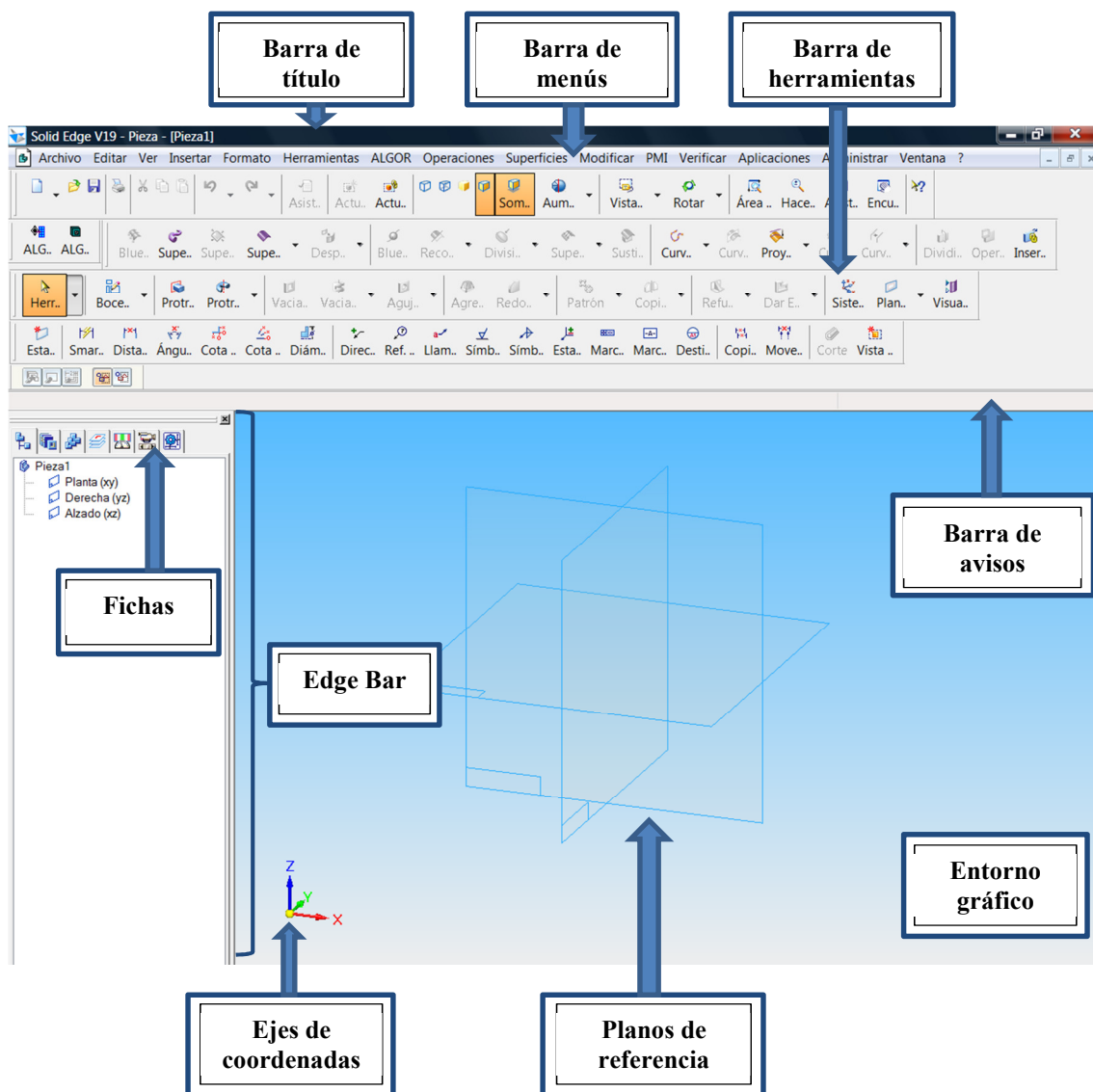


**Figura 4.6:** Pantalla de inicio de *Solid Edge*.

Cada uno de estos entornos tiene en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación (ver figura 4.7):



- Barra de título: contiene el nombre del archivo sobre el que se está trabajando en ese momento.
- Barra de menús: contiene las operaciones de *Solid Edge*, agrupadas en menús desplegables. Al hacer clic en *PMI*, por ejemplo, veremos las operaciones relacionadas con acotación que se pueden aplicar en *Solid Edge*.
- Barra de herramientas: contiene todos los comandos utilizados en cada entorno, se usarán para construir modelos de pieza, chapa, soldadura, conjuntos y producir dibujos en el plano; conteniendo distintas opciones dependiendo del entorno en el cual se encuentre.
- Barra de avisos: presenta todos los avisos y ayudas, permitiendo que el usuario este guiado en todo momento.
- Edge Bar: es una herramienta de productividad importante disponible en todos los entornos. Esta herramienta permite organizar y encontrar información en sus piezas, conjuntos y dibujos de *Solid Edge*. Por defecto, se encuentra en el lado izquierdo del área de trabajo de *Solid Edge*.
- Fichas: dentro de la herramienta *Edge Bar* se encuentran una serie de opciones que cambian según el entorno en el que se esté trabajando. Por ejemplo, en los entornos Pieza y Chapa, la ficha *PathFinder de operaciones* le ayuda a trabajar con las operaciones que forman sus piezas. En el entorno Conjunto, la ficha *Pathfinder* de Conjunto le ayuda a trabajar con las piezas y subconjuntos que forman su conjunto. En cada entorno se dispone de varias fichas específicas a la tarea.
- Entorno gráfico: espacio dedicado para el dibujo, modelado y ensamblaje de piezas. En la vista gráfica se encuentran los ejes de coordenadas y los planos de referencia.



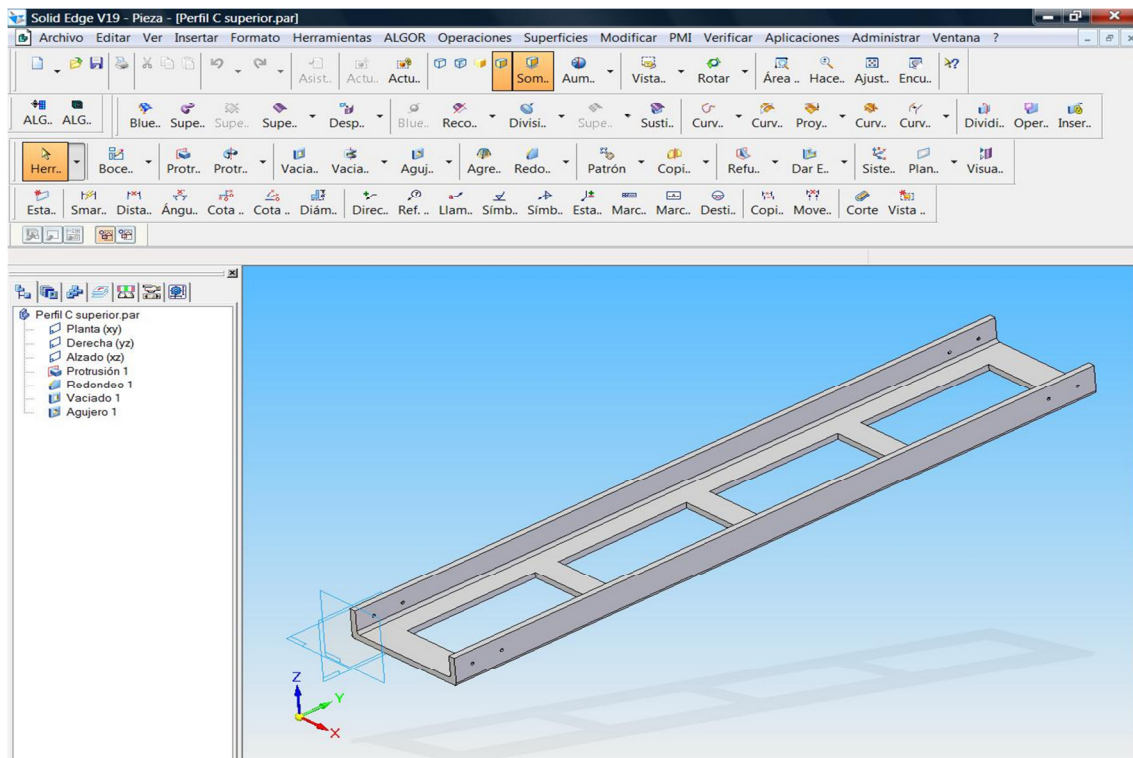
**Figura 4.7:** Descripción de la interfaz de *Solid Edge*.

Para la realización del proyecto, se ha trabajado con el entorno *Pieza* y el entorno *Conjunto*, que serán descritos a continuación.



- **Entorno Pieza**

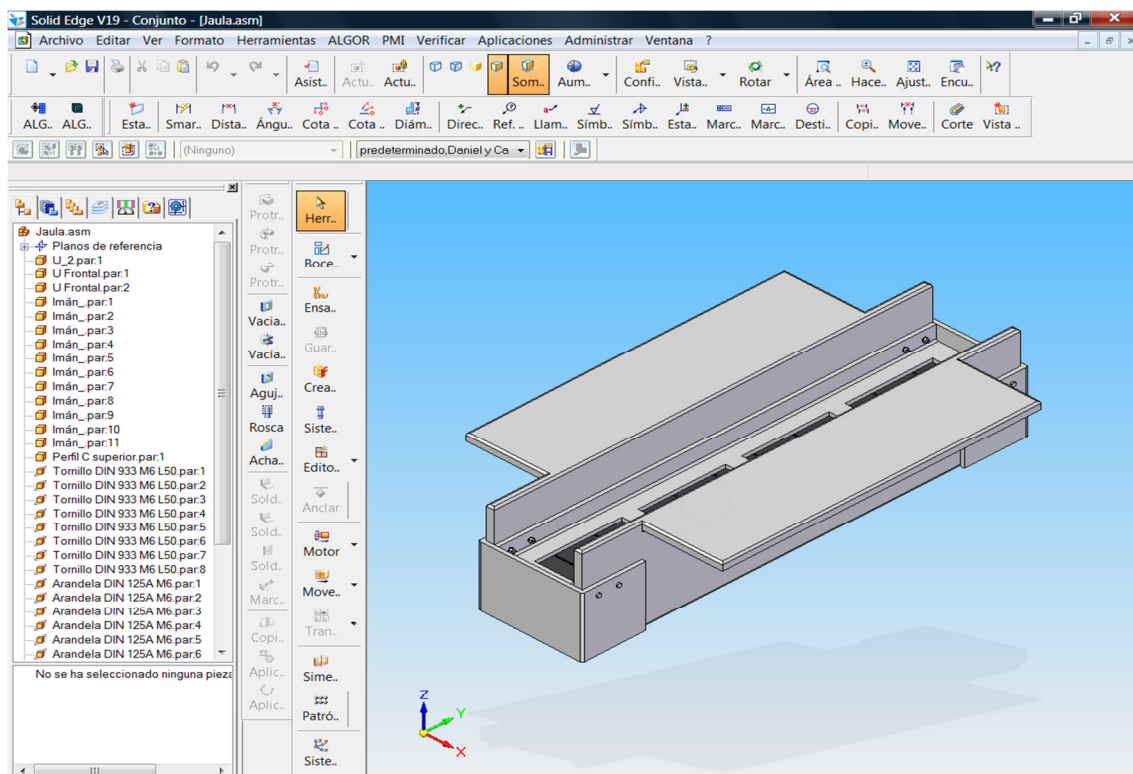
El entorno de modelado de piezas de *Solid Edge* permite construir modelos sólidos tridimensionales con operaciones reales. El proceso de modelado de piezas comienza con una operación base, como un bloque o cilindro, que se trabaja con operaciones de pieza para crear un modelo. Las operaciones de pieza incluyen protrusiones y vaciados (extruidos, por revolución, de barrido y por secciones), agujeros, refuerzos, sólidos con paredes, redondeos, ángulos de desmoldeo y chaflanes. También se pueden construir patrones de operaciones circulares y rectangulares y copias simétricas. Al diseñar piezas en *Solid Edge*, toda la geometría se crea en el contexto de las operaciones de construcción. El programa se encarga del seguimiento de los elementos de construcción, manteniéndolos disponibles mientras se edita la operación y ocultándolos de la vista cuando se trabaja en otras piezas del diseño. El usuario puede además añadir geometría de construcción propia, como superficies extruidas, por secciones y por barrido, curvas de intersección, curvas proyectadas y puntos de intersección (ver figura 4.8). [8]



**Figura 4.8: Entorno Pieza en *Solid Edge*.**

- **Entorno Conjunto**

*Solid Edge* puede gestionar grandes conjuntos complejos formados por muchas piezas y subconjuntos. El entorno Conjunto contiene comandos para el ensamblado de piezas con técnicas naturales de conjunto, como la coincidencia y el alineamiento. *Solid Edge* se adapta al hecho de que la mayoría de las piezas se diseñan como parte de un conjunto. Para admitir este flujo de trabajo, *Solid Edge* proporciona una estrecha integración con el entorno de modelado de piezas, las herramientas de visualización, las herramientas de administración de datos y de relaciones entre piezas. *Solid Edge* facilita la gestión de datos de conjunto desde las primeras fases de planificación del proyecto hasta los ciclos de revisión, fabricación, mantenimiento del proyecto y archivado (ver figura 4.9). [8]



**Figura 4.9: Entorno Conjunto en Solid Edge.**



### 4.3. *ALGOR*

#### 4.3.1. INTRODUCCIÓN

*Algor* constituye un conjunto de herramientas software en un variado campo del análisis mecánico o estructural, basado en el Método de los Elementos Finitos. Fue el primer software FEA (Finite Element Analysis) sobre PC, el primer sistema de análisis de difusión masiva y bajo coste, el primer código FEA implementado en NT, y muchos otros hitos que lo han distinguido siempre como la herramienta de análisis FEA más versátil del mercado.

Gracias a la interoperabilidad real entre productos CAD y el análisis FEA, contando con interfaces desarrolladas para los CAD más comunes del mercado: *SolidWorks*, *Mechanical Desktop*, *Pro/ENGINEER* y *Solid Edge*, es posible diseñar un modelo 3D, con las dimensiones requeridas, en una herramienta de CAD y posteriormente exportar dicho modelo al software FEA para realizar el análisis mediante elementos finitos.

Con la tecnología InCAD se captura el componente o ensamblaje exactamente a como se ha generado en el modelo CAD, sin traducción de ficheros y residentes en un mismo PC.

La auténtica integración entre estos paquetes CAD y el software CAE no viene dada por la integración de interfaces, sino porque *Algor* dispone de malladores hexaédricos automáticos, recursos para la generación de contactos entre componentes de un ensamblaje, posibilidad de simular el movimiento y la flexibilidad simultáneamente, y por disponer de elementos cinemáticos, que simplifican tremendamente el análisis y reducen los tiempos de ejecución en dos órdenes de magnitud.

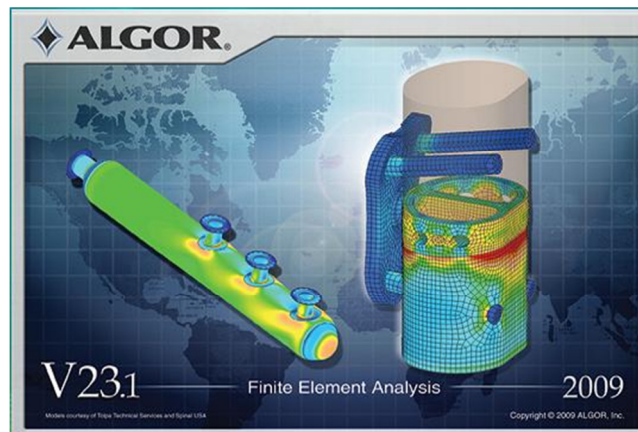
Para modelos CAD de terceros *Algor* dispone de numerosas vías de intercambio, que hacen a *Algor* fácilmente integrable con casi cualquier paquete CAD del mercado.

El software ofrece posibilidad de remallado superficial y refinado de detalles automático. Además de tres alternativas de mallado sólido de modelos existentes: tetraedros, todo bricks, y mallados híbridos, que combina la precisión de los hexaedros en superficie con la velocidad de los tetraedros en el interior.

El software dispone de una serie de posibilidades de análisis lineal, que van desde el análisis estático hasta el análisis dinámico lineal (frecuencias naturales, pandeo localizado, vibración aleatoria, análisis transitorio lineal por integración directa o superposición modal, y espectro de respuesta). Además es posible realizar análisis de fluidos, térmicos y electroestáticos, pudiendo estos ejecutarse de forma separada o combinada con otro tipo de análisis, de tal modo que es posible analizar los efectos combinados de varios fenómenos.

Respecto a la simulación de eventos mecánicos (MES), *Algor* cuenta con el módulo Accupak/VE, basado en la física del sólido flexible. En él es capaz de reproducirse de manera simultánea flexión y movimiento para eventos de carácter lineal o no lineal, incluyendo complejos ensamblajes mecánicos. Siendo posible visualizar las tensiones existentes mientras están siendo calculadas. A su vez, es posible utilizar elementos cinemáticos para reducir el tiempo de ejecución. Todo ello, hace de *Algor* una herramienta versátil, potente y completa. [9]

*Algor*<sup>TM</sup> V23.1 será la versión encargada de la realización del análisis mediante elementos finitos (ver figura 4.10).



**Figura 4.10: *Algor*.**



#### 4.3.2. DESCRIPCIÓN DEL ENTORNO DE TRABAJO EN ALGOR

El programa dispone de tres tipos de ventanas gráficas: *Editor FEA*, *Resultados e Informe* (además de un entorno de dibujo denominado *SuperDraw III*, que para la realización de nuestro proyecto no vamos a utilizar), las cuales se seleccionan mediante las pestañas que se encuentran en la parte inferior izquierda de la pantalla, como se puede observar en la figura 4.11; Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación:

- Barra de título: en ella se reflejan el nombre del programa, el entorno en el que nos encontramos (*Editor FEA*, *Resultados o Informes*) y el del archivo con el que se está trabajando.
- Barra de menús: nos muestra una serie de pestañas con el nombre de los diferentes menús, los cuales contienen las diferentes acciones que se pueden realizar en cada entorno.
- Barras de herramientas: están compuestas por una serie de iconos que permiten trabajar en el entorno de forma directa y sin tener que acceder a las opciones de la barra de menús.
- Entorno gráfico: parte de la pantalla donde se muestra el modelo objeto de estudio y las acciones que hemos ido aplicando sobre él, tales como el mallado y la aplicación de condiciones de contorno y cargas.
- Ejes de coordenadas: están presentes en todo momento para indicarnos la posición del modelo respecto a ellos.
- Ventana en árbol: entorno vertical situado en la parte izquierda de la pantalla donde se recogen las características asignadas al modelo que se va a estudiar, tales como: tipo de elemento, características de los elementos, material, tipo de contactos, malla, tipo de análisis,...

- Barra de estado: muestra mensajes importantes acerca de las acciones que se están ejecutando en el programa

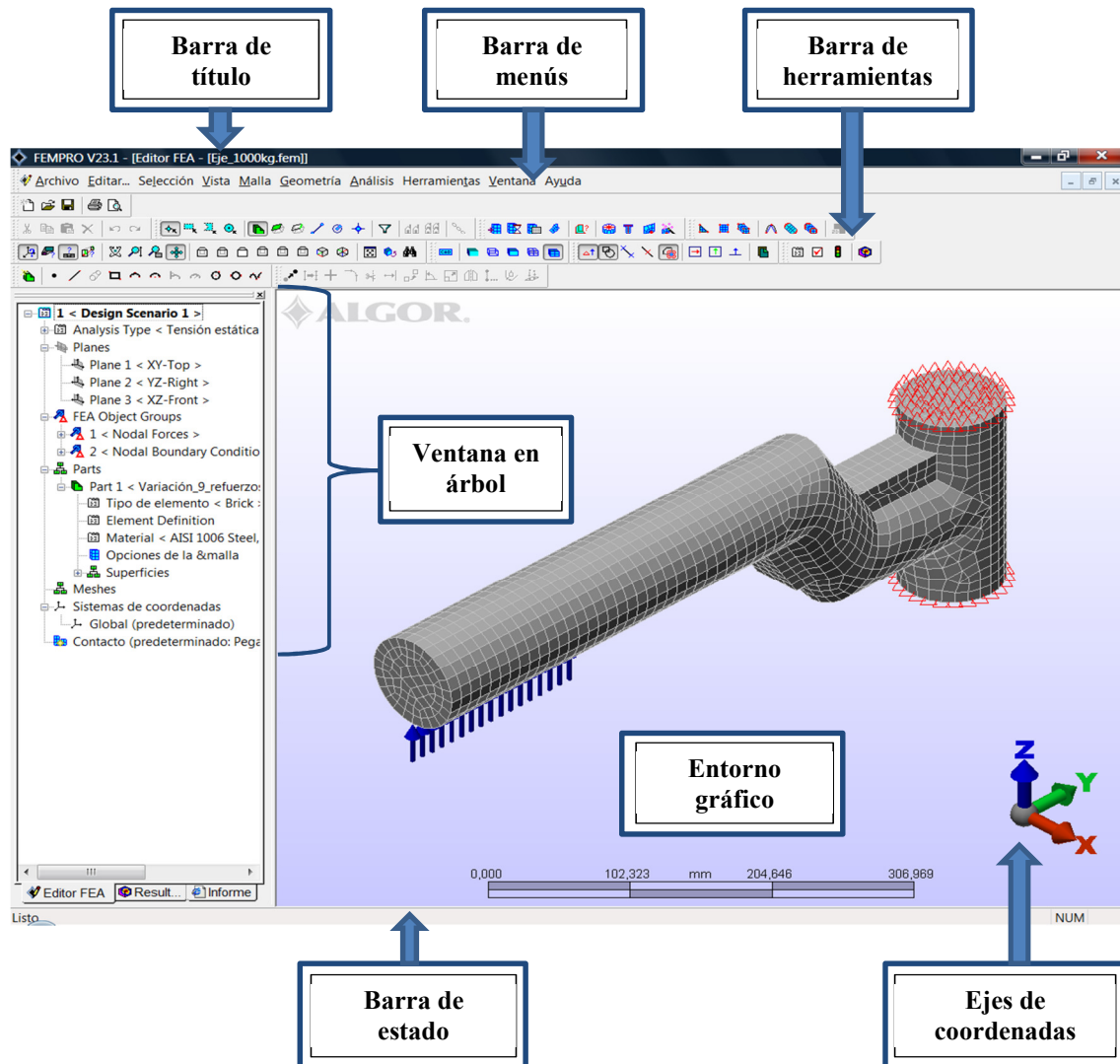


Figura 4.11: Descripción de la interfaz de *Algor*.



- ***Editor FEA***

En esta aplicación se definen las características del modelo y del análisis del mismo que posteriormente se va a realizar, tales como:

- Definición de los tipos de elementos que constituyen las distintas piezas del modelo objeto de estudio y sus propiedades.
- Elección de los materiales.
- Mallado.
- Determinación del tipo de contacto entre superficies.
- Asignación de las condiciones de contorno.
- Aplicación de las cargas que ha de soportar el modelo.
- Definición del tipo de análisis y de las características propias del mismo.

- ***Resultados***

En esta opción, el programa nos muestra los resultados de cualquier tipo de análisis realizado. Solo se puede acceder a él una vez que el modelo queda perfectamente definido y va a dar comienzo el análisis. Dentro de este entorno es posible:

- Realizar una comprobación visual del modelo FEA antes de la ejecución del análisis. De este modo, revisando elementos, nodos, propiedades, cargas..., el usuario puede confirmar que el modelo refleja todas las propiedades necesarias para la correcta ejecución del análisis.
- Mostrar el resultado de un análisis posteriormente a su ejecución. El entorno muestra todas las opciones de resultados disponibles para el tipo de análisis efectuado. También permite la generación de animaciones e imágenes y de gráficos con los diferentes resultados.





- ***Informe***

Este entorno se utiliza para generar un informe con los resultados obtenidos del análisis. Presenta la opción de guardarlo en distintos formatos como HTML o PDF, y permite insertar en el informe imágenes y animaciones creadas en el entorno *Resultados*.

En la vista en forma de árbol, situada en la parte izquierda de la ventana, se puede acceder directamente a las partes del informe que más interesen, ver las fotos que se han guardado o revisar el proceso de cálculo.





## **CAPÍTULO 5**

### **ANÁLISIS ELECTROMAGNÉTICO**

---

La creación, simulación y análisis de resultados de un modelo de prototipo de transporte masivo urbano que incorpora un motor lineal síncrono de imanes permanentes ocupa la extensión del presente capítulo.

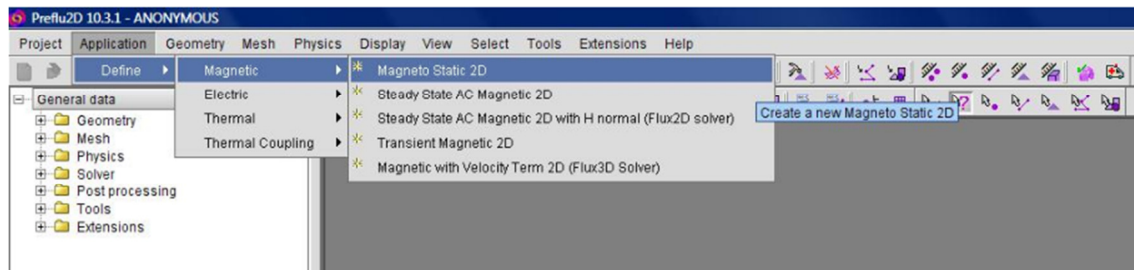
Por tanto, a continuación se muestra el análisis electromagnético incorporado de otros estudios, siendo el objetivo principal la obtención de las cargas de origen electromagnético que deberá soportar el prototipo y que influirán de manera significativa en el diseño y modelado de su estructura.

La simulación del modelo del prototipo se realiza en un entorno plano con tres grados de libertad en cada nodo. Esto es debido a que la anchura del modelo real es constante e igual a 200 mm (anchura de los imanes permanentes) y optimiza así el cálculo matricial del modelo guardando, entre otras, las condiciones dinámicas y electromagnéticas de profundidad.

### 5.1. DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL MODELO

Debido a la naturaleza del problema y condiciones sobre el plano del modelo magnético no es necesario realizar la simulación en un entorno 3D, ya que los resultados obtenidos en estudios anteriores se correlacionan con métodos experimentales de análisis (adquiridos en laboratorios) y no expuestos en este proyecto por factores de confidencialidad.

En la figura 5.1 se observa el tipo de análisis elegido. Para el caso que nos ocupa, es un análisis magnético en 2D con una anchura o profundidad de 200 mm.



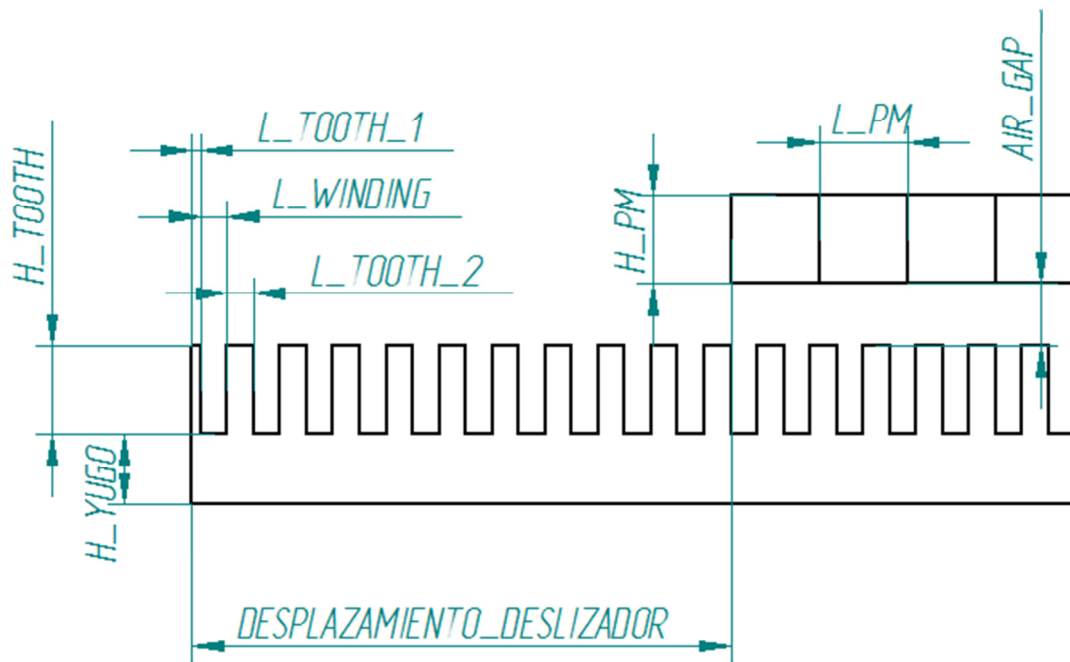
**Figura 5.1: Tipo de análisis en Flux.**

Para la creación del modelo geométrico, se parametrizan cada una de sus dimensiones, de tal modo que si fuese preciso realizar modificaciones en etapas posteriores del estudio no sea necesario la creación de un nuevo modelo.

A continuación, se presentan los parámetros que definen la geometría del modelo (ver figura 5.2).

- AIR\_GAP: Entrehierro entre estator y deslizador; 50 mm.
- DESPLAZAMIENTO\_DESLIZADOR: Distancia recorrida por el deslizador; 1151 mm.
- H\_BACKGROUND: Condiciones de contorno del modelo; 260 mm.
- H\_PM: Altura del imán; 100 mm.

- $H\_TOOTH$ : Altura del diente; 75 mm.
- $H\_YUGO$ : Altura del yugo de hierro; 55 mm.
- $L\_PM$ : Longitud del imán; 100 mm.
- $L\_TOOTH\_1$ : Longitud del diente izquierdo; 8,35 mm.
- $L\_TOOTH\_2$ : Longitud del diente derecho; 7,95 mm.
- $L\_WINDING$ : Longitud de la ranura; 17 mm.



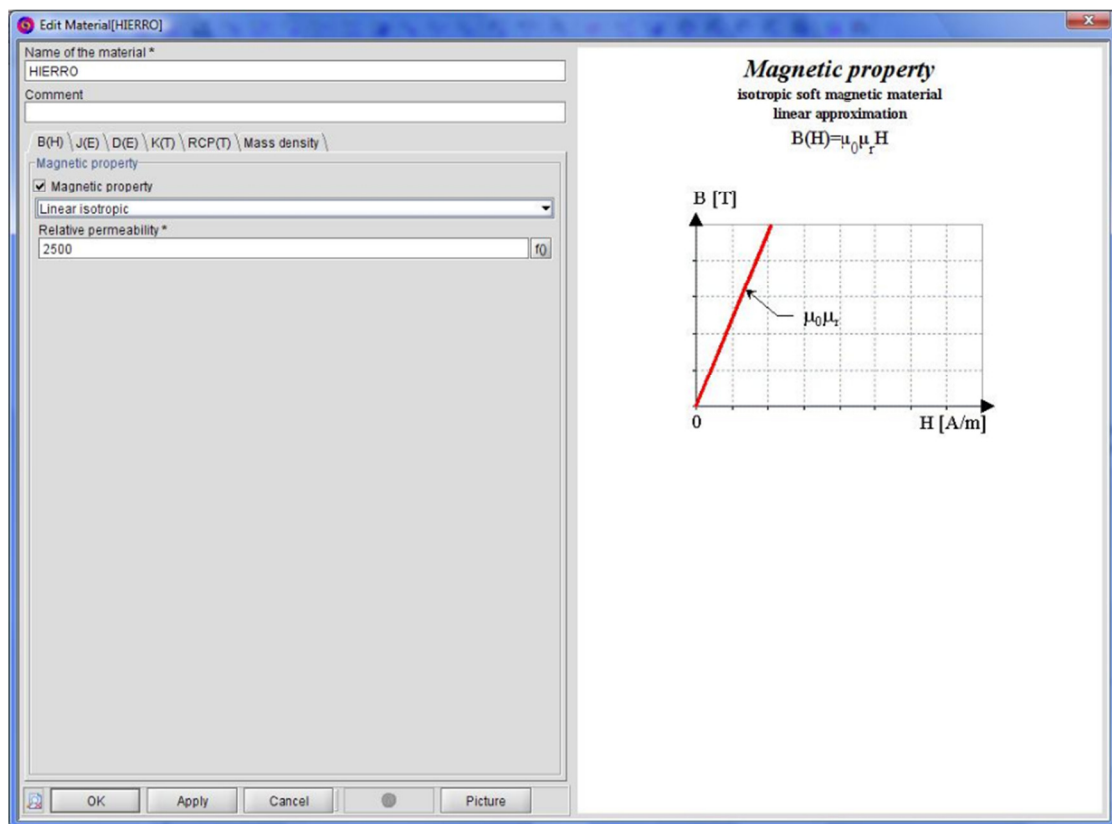
**Figura 5.2: Parámetros del modelo geométrico.**

La caracterización de los materiales que conforman los elementos del modelo, únicamente es requerida para aquellos elementos que influyen en los cálculos magnéticos. El devanado o yugo del estator y los imanes permanentes, formados de hierro y de neodimio-hierro-boro (NdFeB) respectivamente.

Los imanes de Neodimio pertenecen a la familia de imanes de Tierras Raras, son imanes permanentes de aleación NdFeB, con gran potencia, unas 6 veces más que los imanes de ferrita. Los imanes de neodimio tienen las mejores características magnéticas

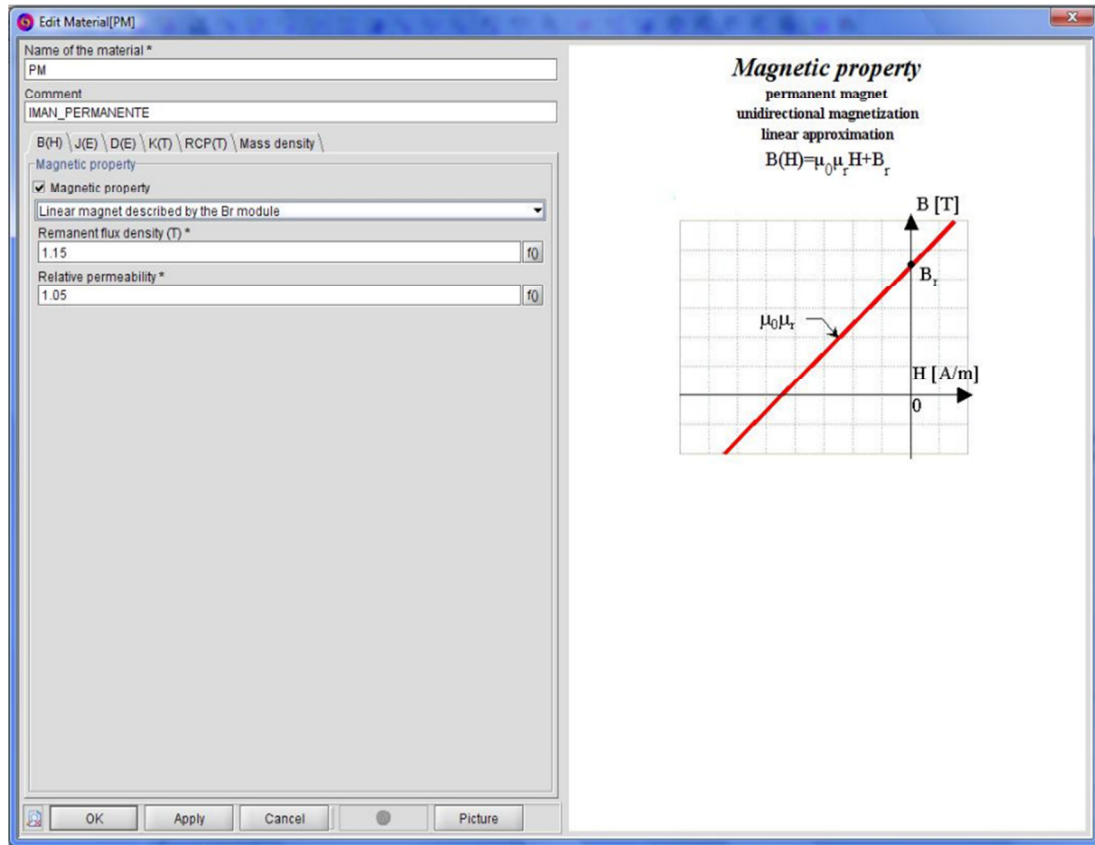
del mercado principalmente diseñados para reducir dimensiones y aumentar potencia, pudiéndose utilizar a gran temperatura.

El hierro al ser un material ferromagnético presenta una permeabilidad magnética relativa ( $\mu_r$ ) muy superior a 1. El valor designado para los cálculos es de  $\mu_r = 2500$ , como se muestra en la figura 5.3. A su vez, la polarización magnética de saturación recomendada se fija en 1,5 Tesla (símbolo T, unidad de densidad de flujo magnético o inducción magnética del sistema internacional de unidades).



**Figura 5.3: Propiedades magnéticas del hierro.**

Entre las propiedades del material que conforma los imanes, el fabricante asegura una permeabilidad relativa de 1,05 y una densidad de flujo remanente de 1,15 T (ver figura 5.4).



**Figura 5.4: Propiedades magnéticas de los imanes permanentes.**

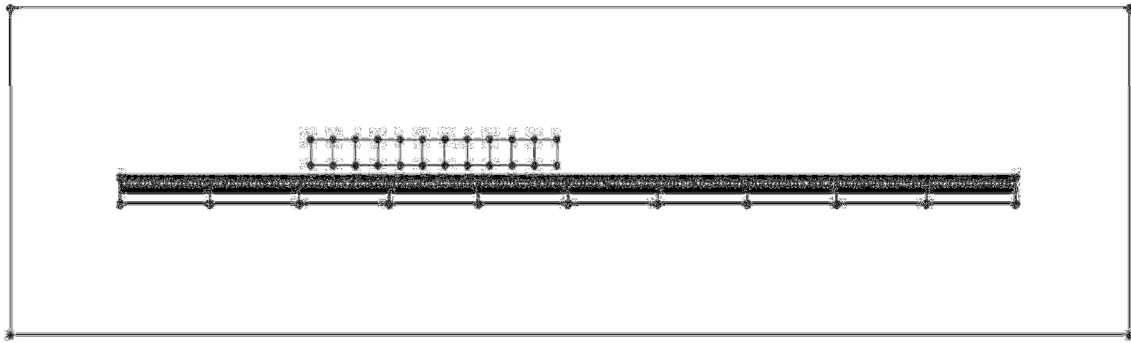
La realización del modelo geométrico, por medio del entorno de diseño de *Flux*, consta de un conjunto de pasos descritos a continuación:

Tomando como referencia un sistema de coordenadas fijo, se procede a la creación de los puntos que definen la geometría del modelo utilizando coordenadas relativas a éste sistema de coordenadas inicial. Las coordenadas serán representadas en función de los parámetros geométricos descritos con anterioridad.

Tras la creación de los puntos, éstos se unirán formando las líneas que, a su vez, delimitarán las diferentes caras del modelo.

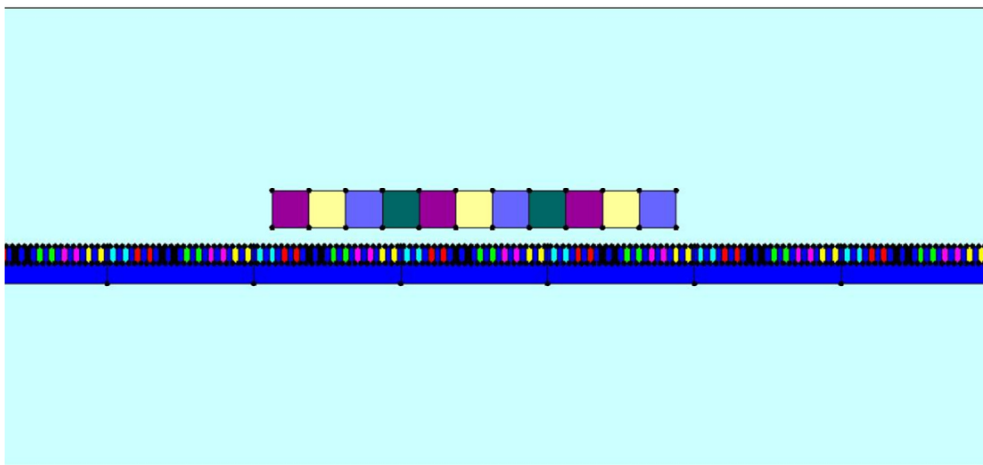
Debido a la naturaleza reiterativa del modelo geométrico y a su magnitud, se emplea el uso del comando *transformation*, comando de *Flux* diseñado para la producción de patrones geométricos, realizando una creación del modelo más eficiente.

La figura 5.5 muestra, en su primera etapa de diseño, el modelo geométrico del motor lineal síncrono de imanes permanentes o MLSIP.



**Figura 5.5: Modelo geométrico de *Flux*.**

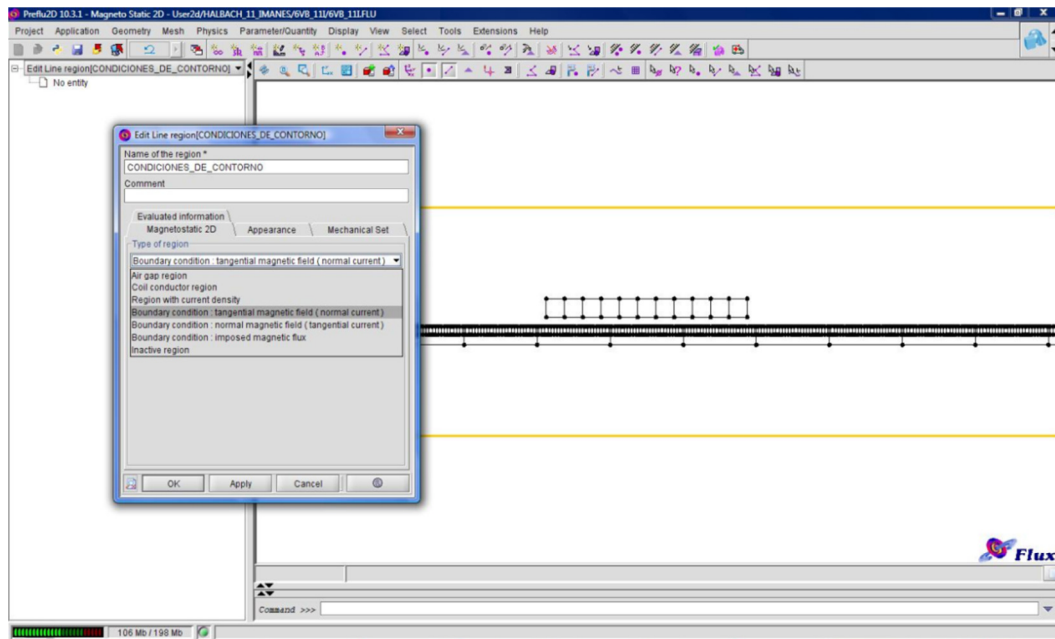
Una vez creado todo el conjunto de líneas que definen la geometría del modelo, es posible crear las caras (ver figura 5.6).



**Figura 5.6: Modelo geométrico de *Flux* con las caras definidas.**

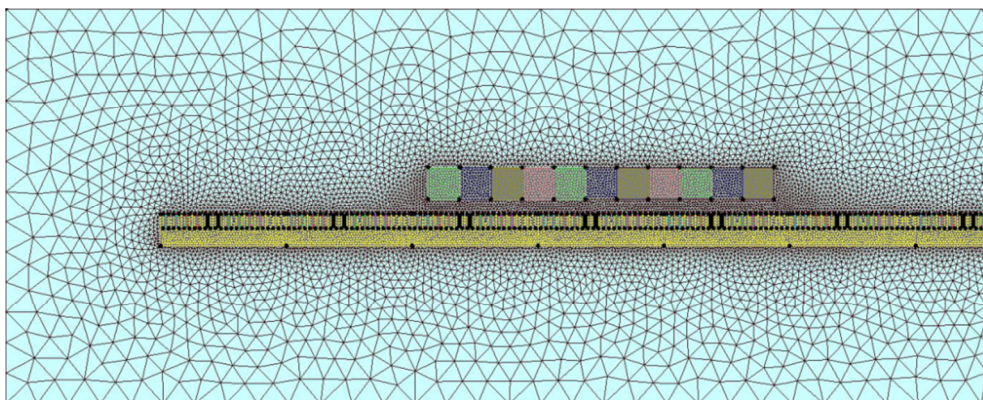
Dibujado el modelo, se establecen las condiciones de contorno (figura 5.7). Es necesario delimitar los márgenes del modelo para facilitar al programa la zona en la que se requiere la realización de los cálculos. Para ello, se impone un campo magnético tangencial. La razón, por la cual, se asigna esta condición de contorno es la

minimización de las pérdidas de flujo magnético; conociendo que las líneas de flujo en los márgenes del modelo son de carácter débil y prácticamente inexistentes.



**Figura 5.7: Condiciones de contorno del modelo.**

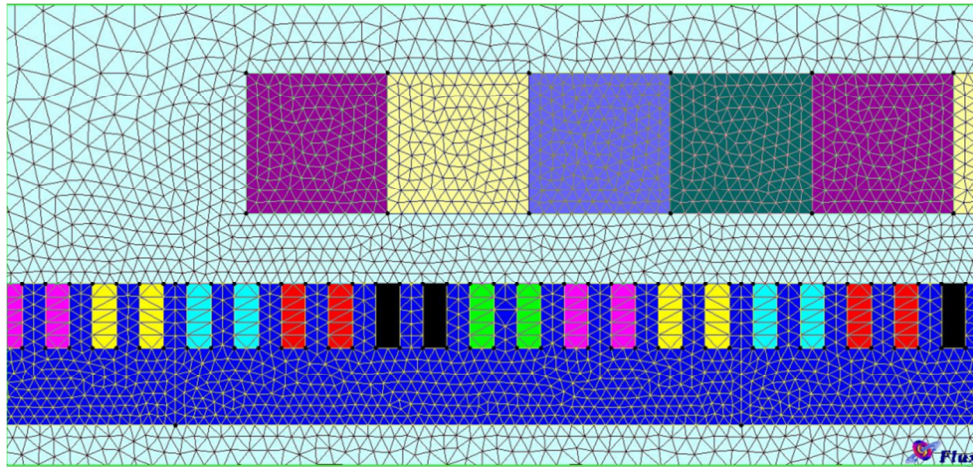
Aplicadas las condiciones de contorno, el siguiente paso consiste en la discretización del modelo. El mallado efectuado ha sido realizado de forma manual, ajustando el tamaño de la malla a las diferentes zonas en función de la afluencia y proximidad de las líneas de flujo (ver figura 5.8).



**Figura 5.8: Mallado del modelo.**



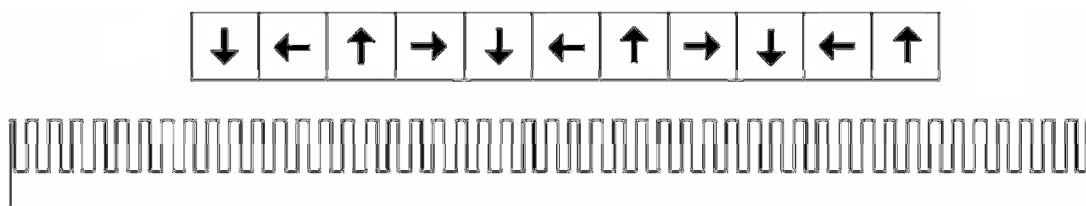
Mientras que el mallado en el entrehierro es muy fino, debido a la especial importancia de los cálculos en esta zona, si nos alejamos de él, observamos como progresivamente el tamaño de los elementos aumenta, volviéndose un mallado cada vez más grueso. En la figura siguiente (figura 5.9) se puede observar este efecto.



**Figura 5.9: Detalle del mallado en el entrehierro.**

El siguiente paso consiste en la parametrización de las caras del modelo en diferentes regiones. De esta forma, se imponen las propiedades eléctricas, magnéticas y físicas de cada una de las regiones que lo forman.

En la figura 5.10 se muestra la configuración, conocida como tipo *Halbach*, que define la orientación de los imanes permanentes. Por otro lado, en la figura 5.11, puede observarse como se define esta orientación en el programa, aplicando sobre las regiones que simulan los imanes sus propiedades magnéticas.



**Figura 5.10: Orientación de los imanes permanentes. Configuración *Halbach*.**



Para el caso del deslizador estudiado en este proyecto fin de carrera, según la siguiente terminología se define como un deslizador de 6/11. Siendo 6 el número de polos verticales que tiene el motor y 11 el número total de imanes que posee.

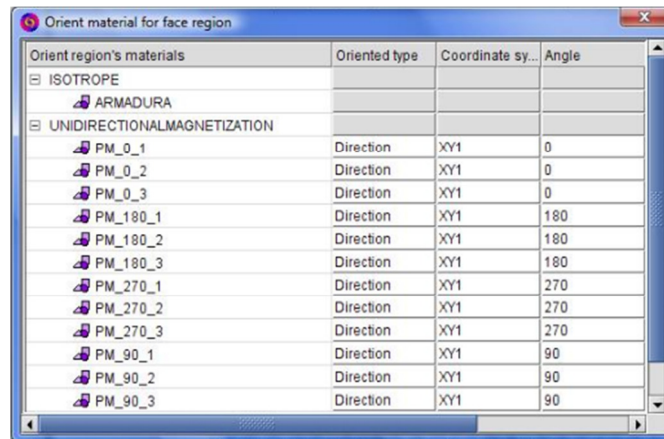


Figura 5.11: Orientación de los imanes permanentes en Flux.

Completada la creación del modelo geométrico y habiendo establecido todas las propiedades del mismo, se realiza una comprobación o chequeo para descartar errores de configuración antes de iniciar el análisis. Para ello, hacemos clic sobre la pestaña *physics* en la barra de menú y seleccionamos el comando *check physics* (ver figura 5.12).

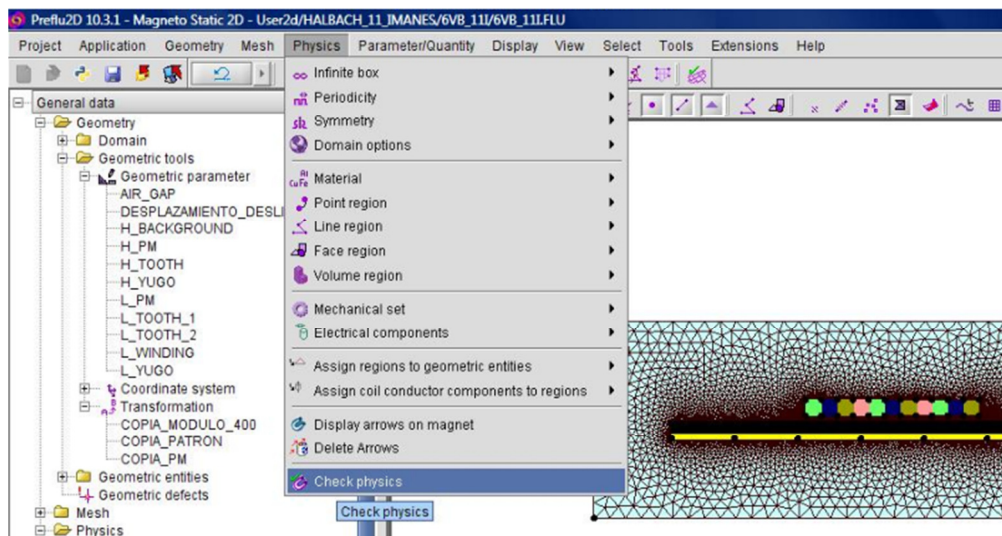
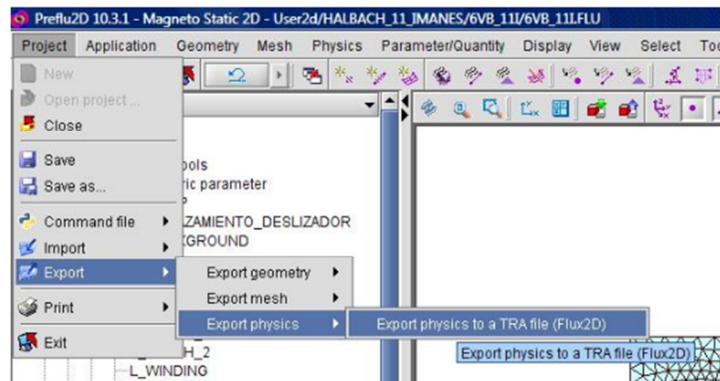


Figura 5.12: Comando *Check Physics*.

Una vez se ha constatado la no existencia de errores, es necesario exportar y guardar el archivo, en formato .tra, para proceder a realizar la simulación del modelo (ver figura 5.13).



**Figura 5.13: Comando *Export Physics to a TRA file*.**

A continuación, se abre el archivo de extensión .tra en la ventana de *Solving process*. En esta nueva ventana, se van a crear los parámetros relativos a la simulación.

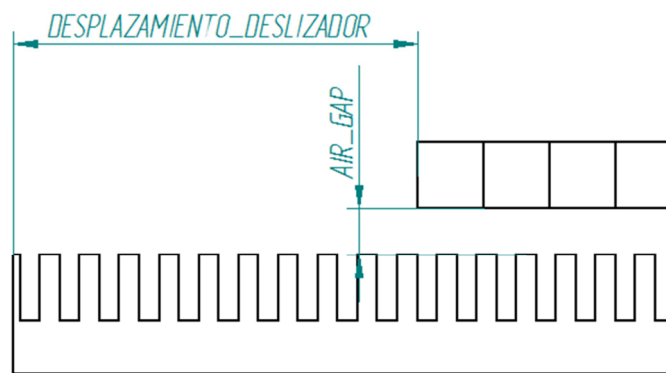
Para realizar una simulación, el programa requiere la selección de una variable paramétrica geométrica, respecto a la cual, se efectuarán los cálculos. Para el presente estudio, se ejecutarán dos simulaciones. La primera, en función de la distancia recorrida por el deslizador (DESPLAZAMIENTO\_DESLIZADOR) y la segunda, en función de la anchura del entrehierro (AIR\_GAP).

Después de haber seleccionado la variable paramétrica, se inicia la simulación. El tiempo estimado para la completa realización de la misma depende de la cantidad de pasos asignados a la variable paramétrica y del tipo de análisis seleccionado. Si el análisis es multiparamétrico, el tiempo de simulación será elevado y proporcional a la potencia del equipo de trabajo.

Finalmente, se guarda la simulación del modelo. Para estudiar los resultados es necesario abrir la pestaña *Results*.

## 5.2. RESULTADOS

De acuerdo con los parámetros geométricos seleccionados, DESPLAZAMIENTO\_DESLIZADOR y AIR\_GAP (ver figura 5.14), se realizan dos simulaciones en función de la distancia recorrida por el deslizador y la anchura del entrehierro respectivamente. El análisis de los resultados obtenidos se muestra a continuación.



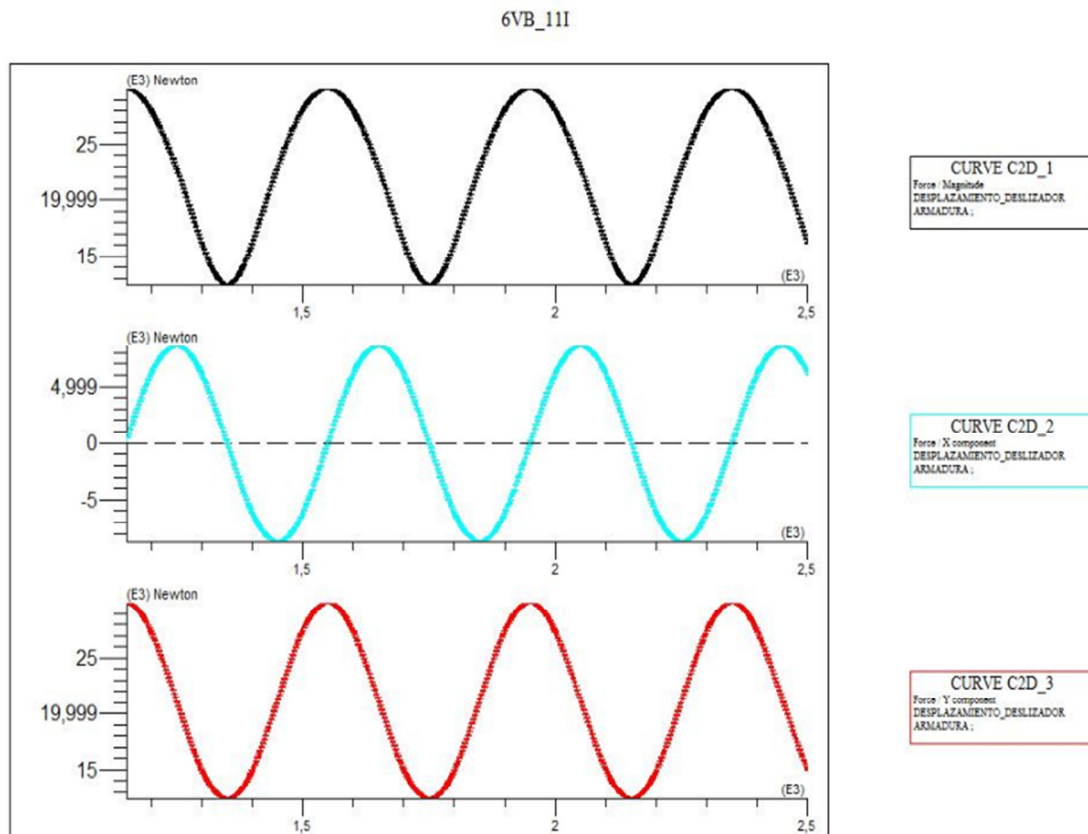
**Figura 5.14: Desplazamiento del deslizador y anchura de entrehierro.**

El principal objetivo de este capítulo es el cálculo de las fuerzas electromagnéticas que soportará el prototipo con MLSIP.

Partiendo de un entrehierro seleccionado de 50 mm y siendo empleado en todos los estudios previos, se calcula el valor de las fuerzas que influyen sobre el prototipo. El cálculo del valor de las fuerzas se realizará en función del módulo (o magnitud), y en función de la dirección (componente X horizontal para la fuerza de empuje y componente Y vertical para la fuerza de atracción).

Conocidos los puntos donde la fuerza de empuje y la fuerza de atracción alcanzan valores máximos y, por tanto, críticos para cualquier valor de entrehierro, se procede a calcular en estos puntos la influencia de la anchura del entrehierro variando su valor entre 10 y 70 mm.

La posición de los imanes con respecto al yugo determina la magnitud de las fuerzas magnéticas. Las fuerzas de atracción y de empuje varían su valor en función de la posición del deslizador.



**Gráfica 5.1: Fuerza total, fuerza de empuje y fuerza de atracción respecto al desplazamiento del deslizador para un entrehierro de 50 mm.**

La gráfica 5.1 extraída directamente del programa *Flux*, representa las fuerzas de carácter magnético obtenidas a partir de las simulaciones realizadas en función del parámetro geométrico correspondiente a la distancia recorrida por el deslizador.

En realidad, esta gráfica representa por separado tres gráficas con los valores de las fuerzas calculados en la simulación para un entrehierro de 50 mm. El eje X o eje de abscisas, común para todas, se corresponde con la distancia recorrida por el deslizador.



La distancia representada comprende el rango entre 1150 mm y 2500 mm. El eje Y o eje de ordenadas, se corresponde con las fuerzas magnéticas en KN. Siendo la fuerza total en módulo (resultante de las combinación de las dos siguientes), fuerza en dirección X o fuerza de empuje, y fuerza en dirección Y o fuerza de atracción respectivamente.

En primer lugar, se observa que las tres gráficas comparten la forma de onda senoidal con un periodo de 400 mm que corresponde a dos pasos polares ( $360^\circ$  eléctricos).

De acuerdo con la magnitud de la fuerza total, es preciso destacar su valor, el cual supera los 29 KN de fuerza. Este valor deberá tenerse en cuenta en el momento del diseño y modelado del prototipo, pues determinará sus dimensiones y forma con el objetivo de soportar y transmitir los esfuerzos que esta fuerza ocasione sin que se presente deformación plástica en ningún componente.

Como podemos ver en la gráfica anterior, la fuerza de empuje oscila entre valores negativos y positivos, debido a que depende del lugar en el que se localice el eje principal de magnetismo de los imanes permanentes con respecto al de los devanados del inductor. Ello provoca la atracción o la repulsión con relación al siguiente paso polar o al paso polar anterior respectivamente.

Por su parte, la fuerza de atracción siempre mantiene valores positivos, actuando en todo momento. El punto máximo se alcanza cuando existe concordancia geométrica entre el polo norte del deslizador y el polo sur del inductor o viceversa. El punto mínimo se logra cuando ambos polos se enfrentan con la misma polaridad. Aun así, pese a existir repulsión entre los dos polos, la fuerza no posee signo negativo. Este efecto se debe a la existencia de un flujo de dispersión que produce que la resultante de la fuerza de atracción tenga signo positivo.

Es de especial importancia para el estudio, encontrar los puntos donde se generan la atracción máxima y el empuje máximo entre el bloque y la armadura. Estos puntos significativos en función de la distancia recorrida por el deslizador, se recogen en la tabla 5.1. La fuerza de empuje alcanza su valor máximo para  $x = 1650$  mm, mientras



que la fuerza de atracción es máxima para  $x = 1550$  mm, coincidiendo con el valor máximo de la fuerza total y, por tanto, con el mayor esfuerzo que causará en la estructura portante.

Desplazamiento del deslizador [mm]	Fuerza de empuje [KN]	Fuerza de atracción [KN]	Fuerza total [KN]
1550	-6	29,964	29,964
1650	8,606	21,153	22,837

**Tabla 5.1: Puntos representativos de la atracción máxima y el empuje máximo.**

En la tabla 5.2, se reflejan los valores calculados, para la fuerza máxima de atracción y para la fuerza máxima de empuje, pertenecientes a cada uno de los imanes que forman el sistema de excitación electromagnético del MLSIP.

Imán	Fuerza de empuje [N]	Fuerza de atracción [N]
1	276,16	2589,55
2	1257,93	903,05
3	343,12	5403,32
4	1463,56	982,43
5	265,44	4668,08
6	1498,11	1202,43
7	284,68	4624,77
8	1469,10	1002,09
9	254,79	5155,50
10	1263,02	900,95
11	230,38	2531,80
<b>TOTAL</b>	<b>8606,36</b>	<b>29964,03</b>

**Tabla 5.2: Fuerzas de atracción y fuerzas de empuje pertenecientes a cada uno de los imanes.**

Estas fuerzas serán las empleadas en la realización del análisis estático, desarrollado en el capítulo 7 de este proyecto fin de carrera.

En el Anexo I, se adjunta una tabla con los datos extraídos del programa *Flux*, a partir de los cuales se realiza el cálculo de las fuerzas de atracción y empuje máximas referentes a los imanes.

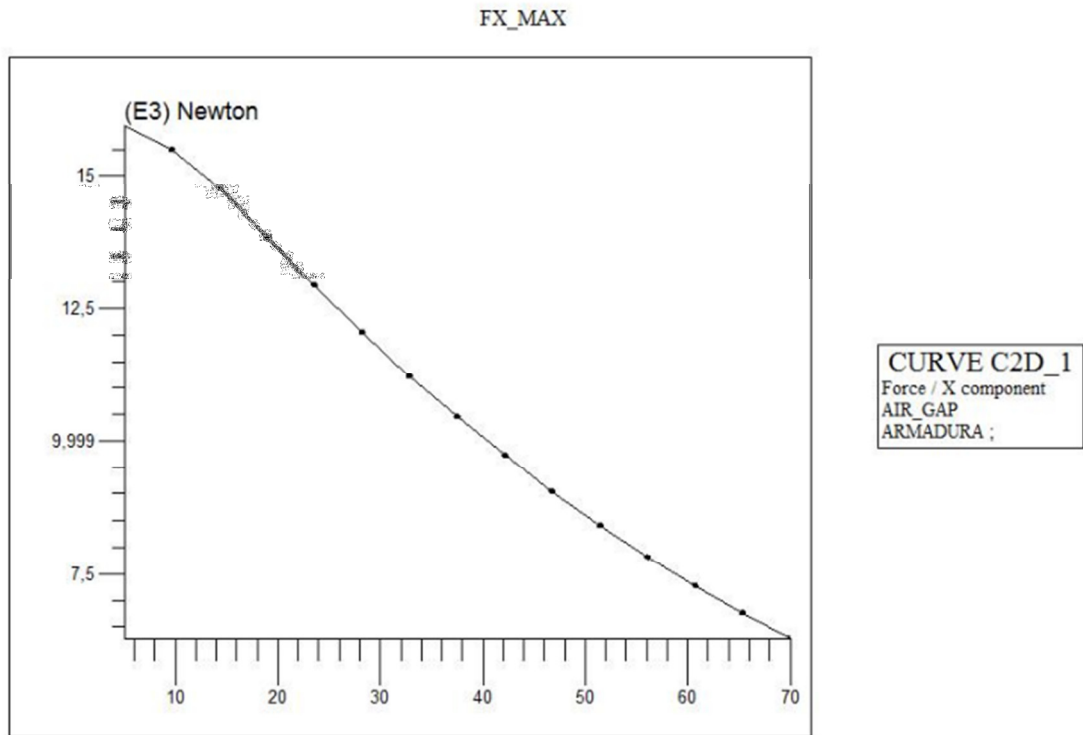
Partiendo de los puntos donde la atracción y el empuje son máximos, se procede a realizar la segunda simulación, esta vez escogiendo como parámetro geométrico la anchura de entrehierro existente entre estator y deslizador.

La información de estos cálculos, extraídos del programa, se adjunta a continuación mediante las siguientes gráficas y tablas que contienen los datos de las simulaciones. Estos han sido determinados en los puntos conocidos donde las fuerzas son máximas. El rango para valores de entrehierro se encuentra entre 10 y 70 mm.

La tabla 5.3, mostrada a continuación y la gráfica 5.2, extraída del programa, representan las fuerzas de empuje, en función de la anchura del entrehierro, consideradas en el punto de máximo empuje ( $x = 1650$  mm).

<b>Anchura de entrehierro [mm]</b>	<b>Fuerza de empuje [KN]</b>
10	15,446
20	13,637
30	11,738
40	10,07
50	8,606
60	7,362
70	6,292

**Tabla 5.3: Valores de la fuerza de empuje en función del entrehierro en el punto de máximo empuje.**



**Gráfica 5.2: Fuerza de empuje vs anchura del entrehierro en el punto de máximo empuje.**

Como vemos en los resultados, el valor de la fuerza de empuje es inversamente proporcional a la anchura del entrehierro. Era de esperar una disminución en la fuerza al aumentar el entrehierro. Por su parte, la tendencia de la gráfica, que puede considerarse casi lineal, advierte de los riesgos que puede ocasionar en la estructura un aumento en la distancia de entrehierro.

De igual modo, en la tabla 5.4, se muestran los valores pertenecientes a las fuerzas de atracción, para una anchura de entrehierro variable entre 10 y 70 mm, calculadas en el punto de máxima atracción ( $x = 1550$  mm).

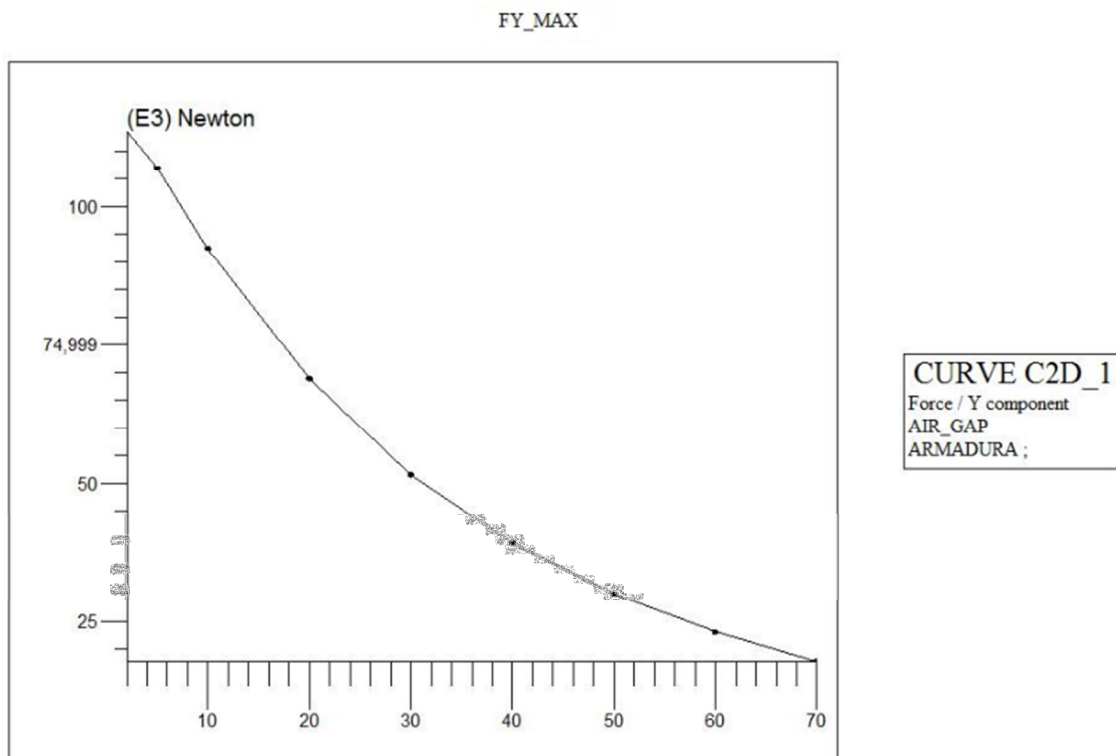
Anchura de entrehierro [mm]	Fuerza de atracción [KN]
10	92,469
20	68,842



30	51,499
40	39,155
50	29,964
60	23,105
70	17,974

**Tabla 5.4: Valores de la fuerza de atracción en función del entrehierro en el punto de máxima atracción.**

A continuación, en la gráfica 5.3, se representan los valores anteriormente indicados.



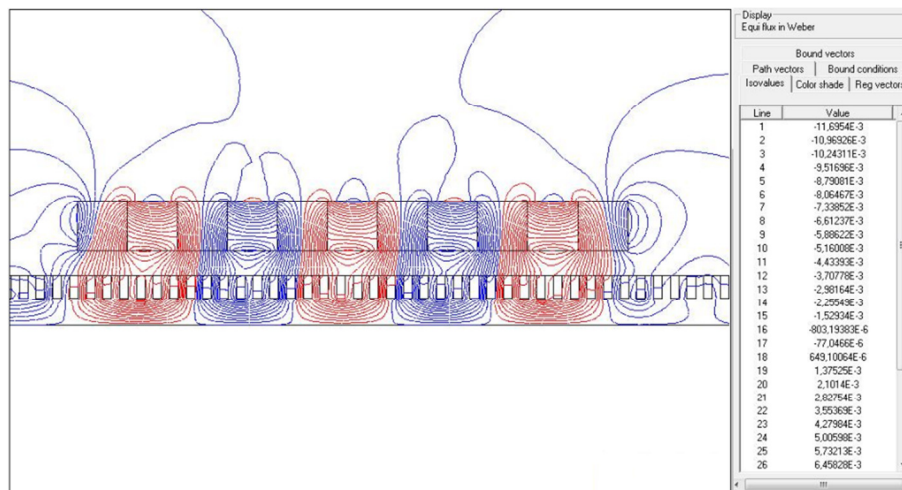
**Gráfica 5.3: Fuerza de atracción vs anchura del entrehierro en el punto de máxima atracción.**

Comparando ambas gráficas, se observa un pequeño cambio de tendencia. Del mismo modo, el valor de la fuerza disminuye a medida que aumenta la distancia del entrehierro, pero la tendencia asume una forma más hiperbólica.

Hay que prestar una especial atención a los datos obtenidos mediante esta simulación, ya que para valores de entrehierro inferiores a 30 mm las fuerzas de atracción alcanzan una magnitud considerable. Se observa que para una anchura de entrehierro de 10 mm (valor mínimo calculado en la simulación), la fuerza de atracción, en el punto donde la atracción es máxima, es de 92,469 KN.

Aunque el prototipo está pensando para ser diseñado con un entrehierro de funcionamiento de 50 mm, es necesario tener en cuenta estos valores de cara al diseño de la estructura portante, y además, prever posibles causas, que puedan originar una disminución en el valor del entrehierro, para así proyectar un sistema de seguridad que las contrarreste.

Dada la posibilidad de visualizar y graficar cualquier resultado en función del tipo de simulación y dependiendo del parámetro geométrico seleccionado, es interesante, para concluir este capítulo, mostrar como son las líneas y la densidad de flujo magnético en el modelo para los puntos donde la atracción y el empuje generan sus valores máximos.



**Figura 5.15: Líneas de flujo magnético en el punto de máximo empuje y para un entrehierro de 50 mm (en Weber).**

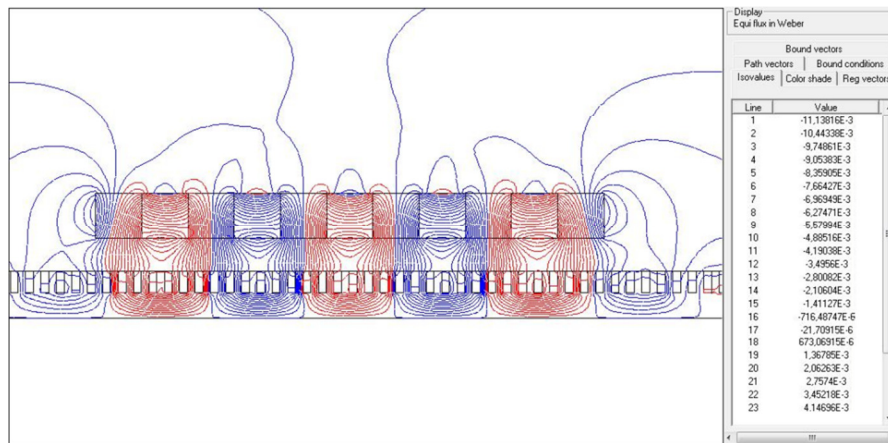


Figura 5.16: Líneas de flujo magnético en el punto de máxima atracción y para un entrehierro de 50 mm (en Weber).

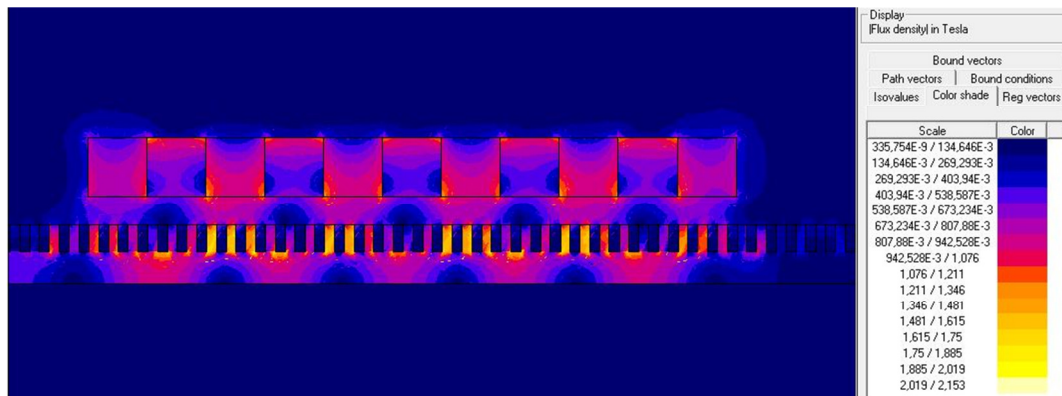


Figura 5.17: Densidad de flujo magnético en el punto de máximo empuje y para un entrehierro de 50 mm (en Tesla).

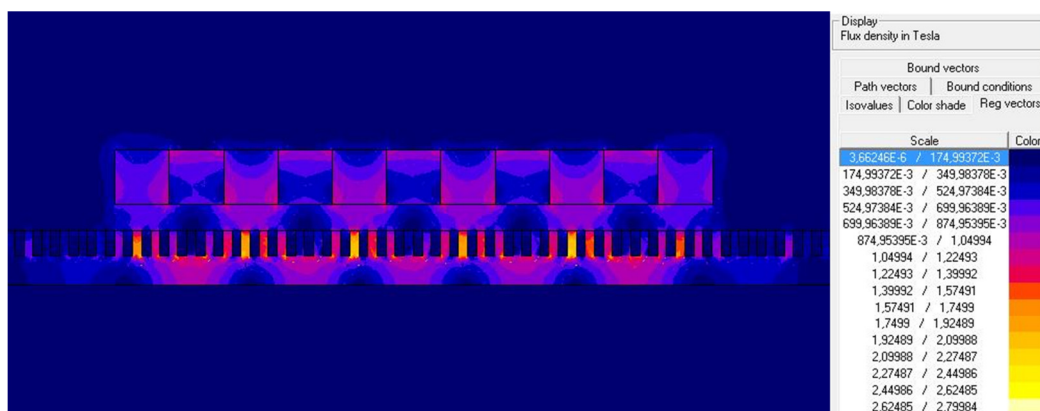


Figura 5.18: Densidad de flujo magnético en el punto de máxima atracción y para un entrehierro de 50 mm (en Tesla).



## **CAPÍTULO 6**

### **DISEÑO Y MODELADO DEL PROTOTIPO**

---

La existencia de dos precedentes de diseño de un prototipo de vehículo de transporte masivo que incorpora el MLSIP, asocia al presente proyecto fin de carrera con el siguiente paso en el estudio hacia una futura implementación de la tecnología dentro del marco referente al transporte público urbano.

El departamento de Ingeniería Eléctrica con la colaboración del departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Carlos III de Madrid fueron los encargados de la realización de ambos precedentes de diseño, siendo implementado el primero con el fin de realizar ensayos empíricos de funcionamiento dentro del departamento de Ingeniería Eléctrica.

El objetivo del proyecto que nos ocupa es el estudio, diseño, cálculo y análisis de la estructura portante de un prototipo teórico de transporte masivo propulsado mediante tracción con un MLSIP. Este carácter teórico en su realización, implica que no se ha basado su investigación en una implementación del mismo.



La fuerza de atracción imán-núcleo estático que es capaz de provocar el prototipo es prácticamente de tres toneladas de fuerza. Por lo tanto, la estructura portante del mismo será la encargada de soportar todos y cada uno de los esfuerzos y tensiones provocadas por la atracción de los imanes hacia la armadura, por su propio peso y por su carga.

Siempre que se inicia el estudio del diseño de una pieza o conjunto mecánico existen multitud de opciones para su realización. Es necesario tener en cuenta la forma, dimensiones y materiales empleados en su confección.

Además de las solicitaciones y esfuerzos a los que se encontrará sometido el prototipo, es de especial importancia, en el diseño, el montaje de los imanes dada su elevada potencia.

La realización del prototipo viene determinada por la sinergia de programas utilizados, donde los datos obtenidos de uno influyen significativamente en los datos de otro. Obtenidas, en primer lugar, las fuerzas de carácter electromagnético proporcionadas por el programa *Flux*, se diseñará el modelo de la estructura portante del prototipo, capaz de soportar los esfuerzos producidos, mediante *Solid Edge*. Para comprobar la validez del diseño, se emplea el uso del software basado en el método de los elementos finitos *Algor*, calculando así las magnitudes correspondientes a las tensiones y deformaciones producidas por las solicitaciones en el modelo.

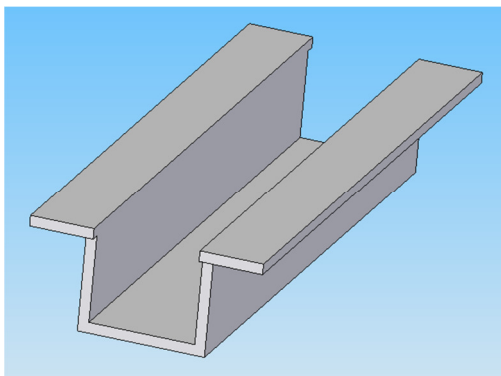
### 6.1. MODELADO DEL DESLIZADOR

La realización del diseño del modelo se compone de una serie de fases de desarrollo, que incluyen evoluciones, modificaciones y simplificaciones. A continuación se exponen los pasos a seguir para la obtención del prototipo final.

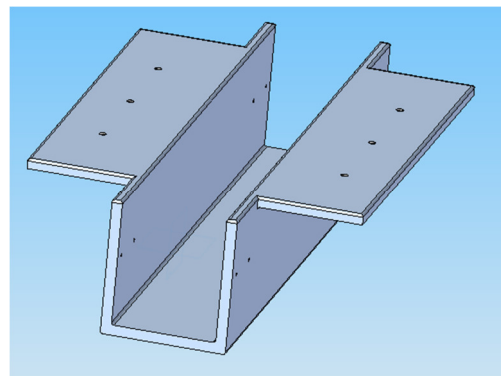
Para la elección del material de la estructura, se ha tenido en cuenta, la necesidad de contar con un material resistente capaz de soportar las solicitaciones requeridas y que además sea no magnético. De este modo, no se altera la eficiencia del trabajo del flujo magnético y a su vez, este flujo no interfiere en el ejercicio de la estructura. Por cumplir con ambas exigencias, el material elegido es el acero inoxidable.

La forma en la que van colocados los imanes, contrapeados con respecto a su polaridad, su elevada potencia y tamaño requieren de un carril para ser colocados geométricamente en riguroso orden y mediante la fuerza mecánica idónea.

Por ello, se pensó en el diseño de un perfil en forma de U o de cuna (figura 6.1) capaz de cumplir con la función de carril para la disposición de los imanes, además de actuar como chasis estructural del conjunto.



**Figura 6.1: Perfil cuna inicial.**



**Figura 6.2: Perfil cuna final.**

En la figura 6.2 se observa el diseño del perfil en forma de U o cuna incorporado en el prototipo final. Tras pasar por diversas evoluciones y modificaciones es posible apreciar las diferencias respecto a su diseño inicial.

La principal diferencia entre los precedentes de diseño de prototipos realizados y el presente proyecto, además de las dimensiones de los mismos y el número y potencia de los imanes, es el empleo de ruedas neumáticas en sustitución de las ruedas giratorias.

Teniendo en cuenta las dimensiones y cargas a las que se encontrará sometido el prototipo, la búsqueda del tipo de neumático se centra en encontrar un modelo que cumpla con unas dimensiones lo más reducidas posibles, una capacidad de carga elevada y la posibilidad de alcanzar un rango de velocidades entre 40 y 50 km/h.

La empresa *MACISA RUEDAS INDUSTRIALES S.L.* ofrece el producto que más se adapta a las necesidades del prototipo (ver figura 6.3).

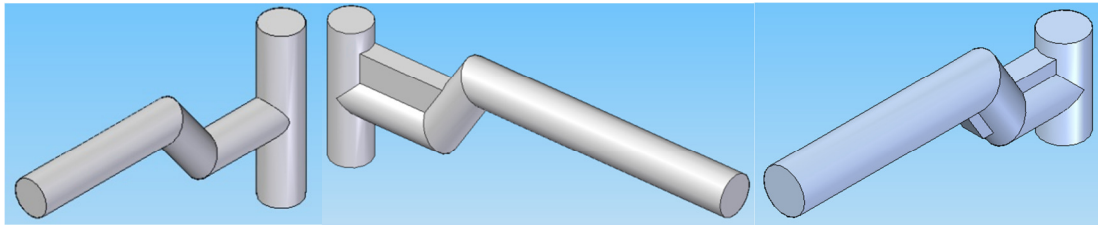


**Figura 6.3: Neumático de manutención *SOLIDEAL HAULER*.**

Con un diámetro exterior de 393 mm y una anchura de 130 mm, el fabricante garantiza un correcto funcionamiento del neumático con una capacidad de carga de 1210 Kg con el vehículo parado y de hasta 670 kg en marcha para una velocidad máxima de 50 km/h. [10]

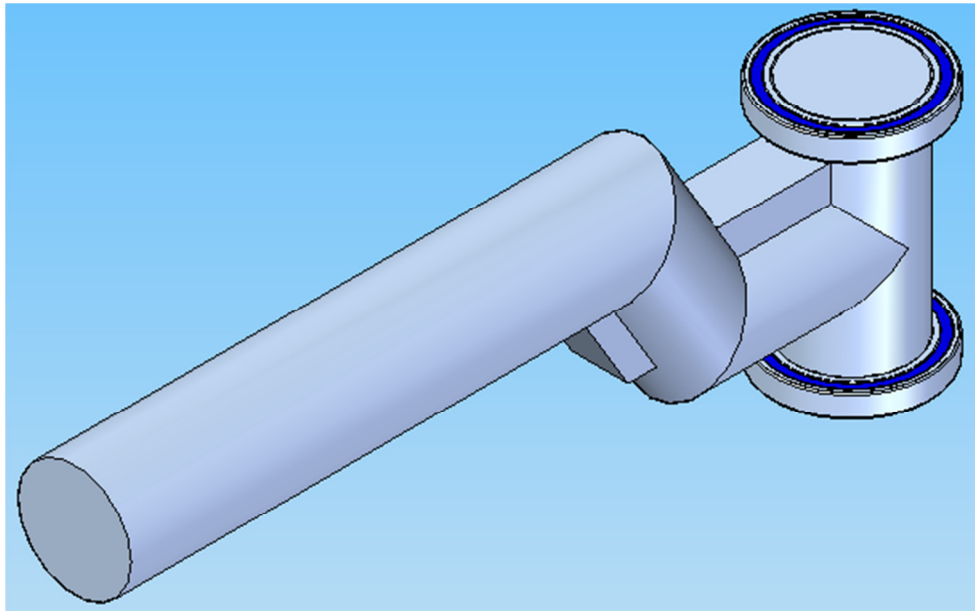
Cada rueda neumática irá acopladas a un eje, formando así parte del conjunto del prototipo. El estudio geométrico para determinar la configuración de diseño más adecuada para los ejes se realizará en el siguiente capítulo, en el que se calculan las cargas y deformaciones a las que se encontrarán sometidas durante su uso. No obstante, a continuación se presentan algunos modelos estudiados posteriormente (ver figura 6.4).





**Figura 6.4: Diseños de ejes.**

La capacidad de giro del eje respecto al conjunto del prototipo es posible gracias a la incorporación de rodamientos acoplados en ambos extremos en donde el eje se encuentra conectado al chasis del vehículo (ver figura 6.5).



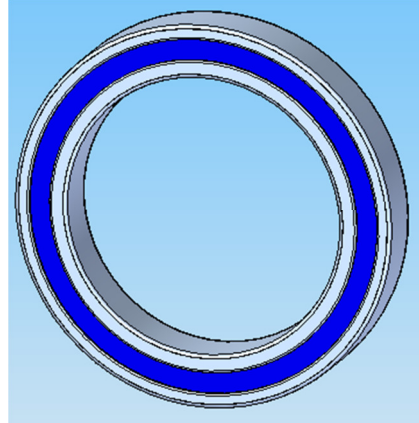
**Figura 6.5: Rodamientos acoplados al eje.**

Del mismo modo que en el caso de los ejes, el estudio del tipo de rodamiento seleccionado se realizará en el siguiente capítulo. En donde en función de las cargas soportadas y las dimensiones disponibles se escogerá una clase de rodamiento u otro. A continuación se muestra un rodamiento rígido de una hilera de bolas (figura 6.6) y el diseño realizado del mismo tipo de rodamiento pero con obturaciones (ver figura 6.7).





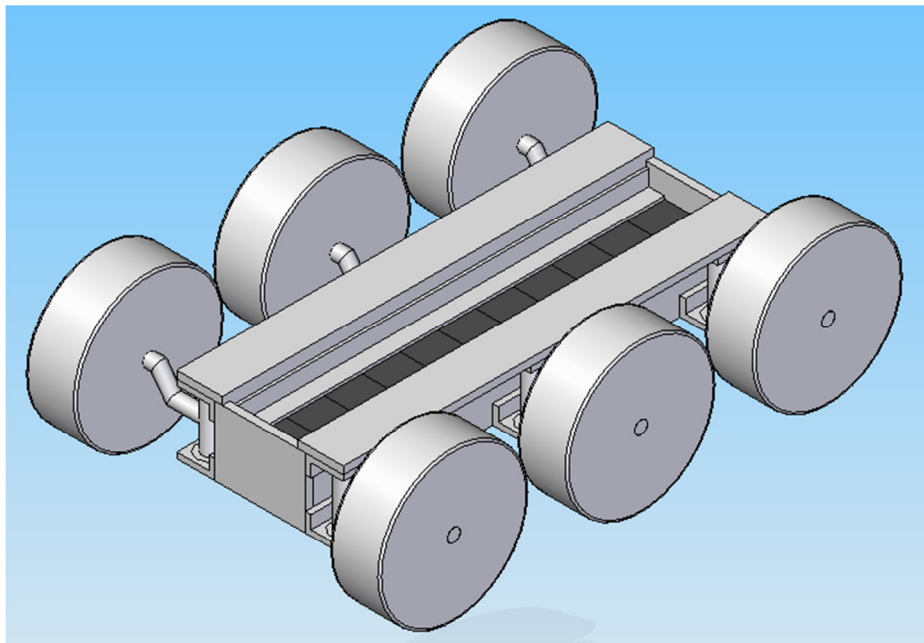
**Figura 6.6: Rodamiento de bolas.**



**Figura 6.7: Diseño del rodamiento.**

Como diseño preliminar se estudió la posibilidad de incorporar tres pares de ruedas al conjunto. Denominado *prototipo 393* (figura 6.8), el modelo incorpora los neumáticos de 393 mm de diámetro exterior, citados anteriormente.

La necesidad de incorporar tres pares de ruedas, seis en total, es debido a que es el mínimo número de pares de ruedas capaces de soportar las solicitaciones a las que estará sometido el vehículo dentro de las condiciones exigidas.



**Figura 6.8: Prototipo 393.**



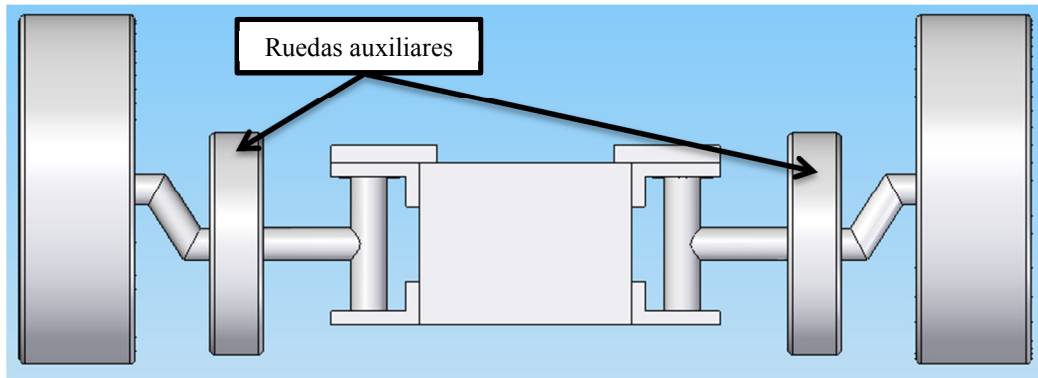
Al tratarse de un vehículo con ruedas neumáticas, existe la posibilidad de que durante su funcionamiento se produzca un pinchazo, un reventón o una pérdida de presión de una o varias ruedas, y en el caso más desfavorable del total del conjunto, debido a diversos factores no controlados. Esta situación, puede originar un peligro estructural para el prototipo, debido a que al disminuir el radio exterior del neumático, causada por la falta de presión suficiente en el mismo, la anchura del entrehierro disminuirá de la misma forma pudiéndose alcanzar valores críticos e incluso sobrepasarlos.

Para contrarrestar esta posibilidad, se tomará una medida de prevención y se instalará un sistema de seguridad.

La medida de prevención consiste en la inyección de *TyrFil*® en todos los neumáticos del prototipo. *TyrFil* sustituye todo el aire dentro de los neumáticos, garantizando así una operación sin problemas para los usuarios de vehículos industriales y de aplicaciones específicas.

*TyrFil* consta de dos componentes líquidos (A y B) y se inyecta en el neumático a través del vástago de la válvula por medio de una bomba de inyección especialmente diseñada para este fin. Esto garantiza que las proporciones de la mezcla y la presión final del neumático sean las adecuadas. Una vez inyectado, se necesitan 24 horas para que *TyrFil* se convierta en un elastómero blando pero al mismo tiempo resistente. Con sus propiedades especiales, hace que el interior del neumático no tenga ningún tipo de vacío y así evita que se desinflen debido a perforaciones en la banda de rodadura o en el flanco. [11]

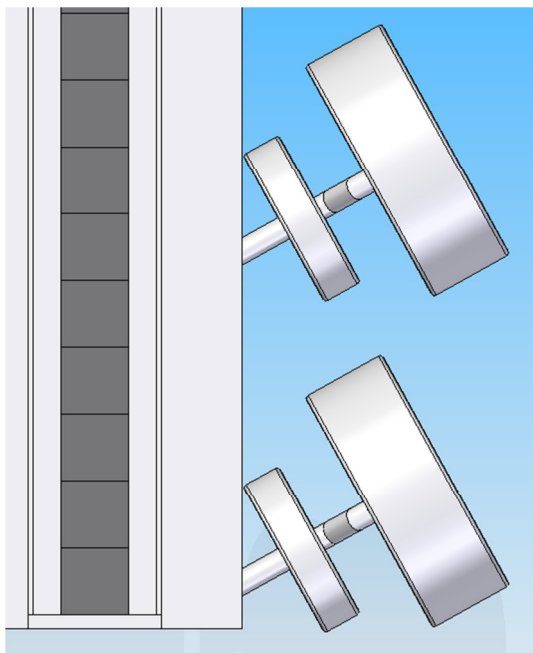
El sistema de seguridad, por su parte, consiste en la incorporación de ruedas macizas auxiliares (figura 6.9) al modelo. De tal forma, que cuando disminuya el diámetro exterior de la rueda neumática por alguna de las causas anteriores, la rueda auxiliar tomará contacto con el pavimento. Esta medida servirá para evitar daños estructurales en el prototipo, obligando a parar inmediatamente el vehículo, ya que al tratarse de ruedas macizas no será posible la continuación de la marcha debido a la degradación producida en las mismas.



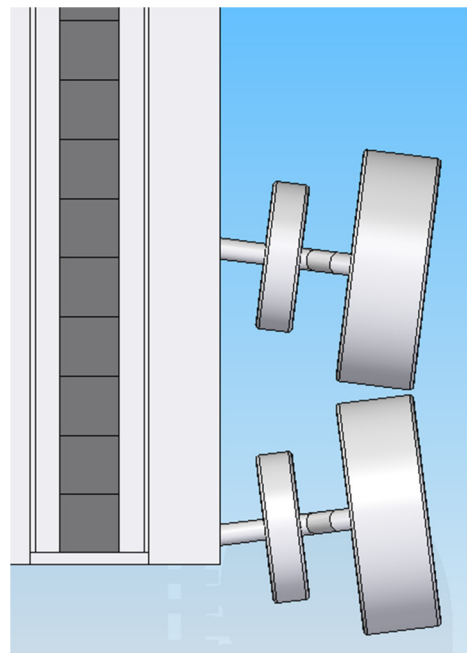
**Figura 6.9: Prototipo 393 con ruedas auxiliares.**

La rueda auxiliar, seleccionada del catálogo de ruedas *Blickle*, se corresponde con el modelo *GB 250/35K*, cuyas dimensiones y capacidad de carga son 250 mm de diámetro exterior, 60 mm de anchura y 1350 kg respectivamente. [12]

A continuación, se calcula el ángulo de giro máximo que son capaces de efectuar las ruedas antes de producirse un contacto, ya sea entre alguna de las partes del conjunto del eje con el chasis del prototipo o entre ambas ruedas. Primero, dispuestas en el mismo sentido (figura 6.10) y segundo, dispuestas en sentido contrario (figura 6.11).



**Figura 6.10: Ruedas en el mismo sentido.**



**Figura 6.11: Ruedas en sentido contrario.**



Para el primer caso, cuando las ruedas están orientadas en el mismo sentido, el ángulo de giro máximo alcanza los 29 grados; mientras que para el segundo caso, en el que las ruedas se encuentran dispuestas en sentido contrario, el giro de radio máximo no supera los 7 grados.

Considerando este último valor insuficiente es necesario aumentar la distancia entre ejes. Existen dos opciones:

Aumentar las dimensiones del chasis del prototipo y/o reducir el número de pares de ruedas neumáticas de tres a dos (pasando de seis a cuatro ruedas neumáticas en total más sus correspondientes ruedas auxiliares).

La primera opción se descarta directamente, debido a que las dimensiones del prototipo exigen ser lo más reducidas posibles y su longitud ajustarse en la medida de lo posible a la longitud de los imanes.

La segunda opción, es posible, pero para ello es necesario encontrar un modelo de rueda neumática capaz de soportar un 50% más de carga que el modelo anterior bajo las mismas condiciones y con los mismos requisitos.

El nuevo modelo de rueda neumática seleccionado que cumple con las especificaciones requeridas es proporcionado por el mismo proveedor: *MACISA RUEDAS INDUSTRIALES S.L.*

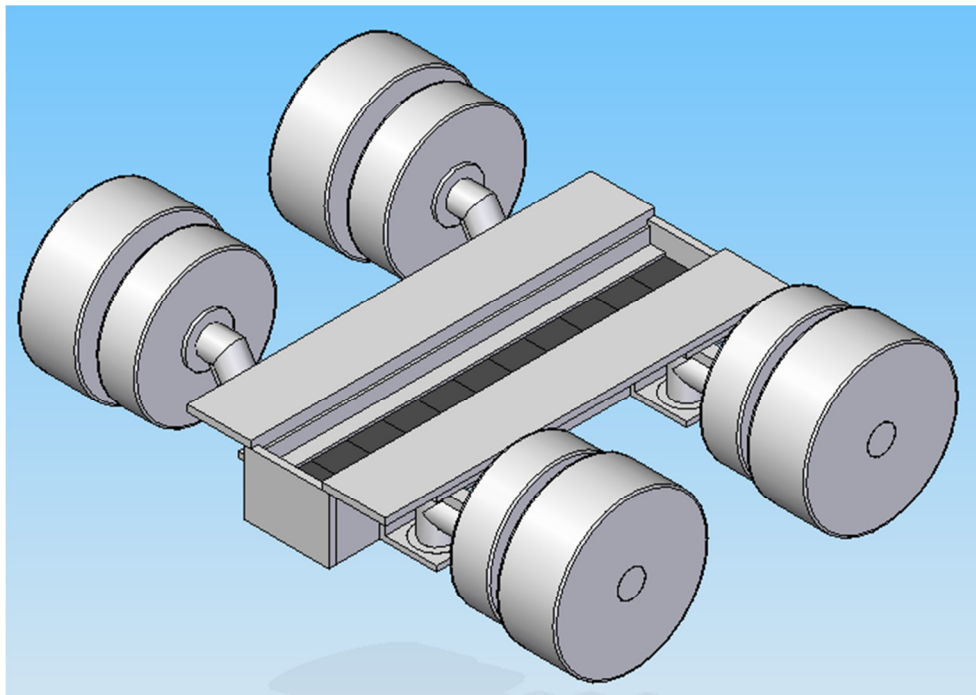
Con un diámetro exterior de 434 mm y una anchura de 164 mm, el fabricante garantiza un correcto funcionamiento del neumático con una capacidad de carga de 1835 Kg con el vehículo parado y de hasta 1020 kg en marcha para una velocidad máxima de 50 km/h. [10]

Debido a las nuevas dimensiones de la rueda neumática, es necesario encontrar una nueva rueda auxiliar capaz de soportar las cargas requeridas y con unas dimensiones que garanticen su función.

Del mismo modo que con la rueda auxiliar anterior, la nueva rueda maciza de seguridad ha sido seleccionada del catálogo de ruedas *Blickle*, y se corresponde con el modelo *GSPO 400/80K*, cuyas dimensiones y capacidad de carga son 400 mm de diámetro exterior, 110 mm de anchura y 12000 kg respectivamente. [13]

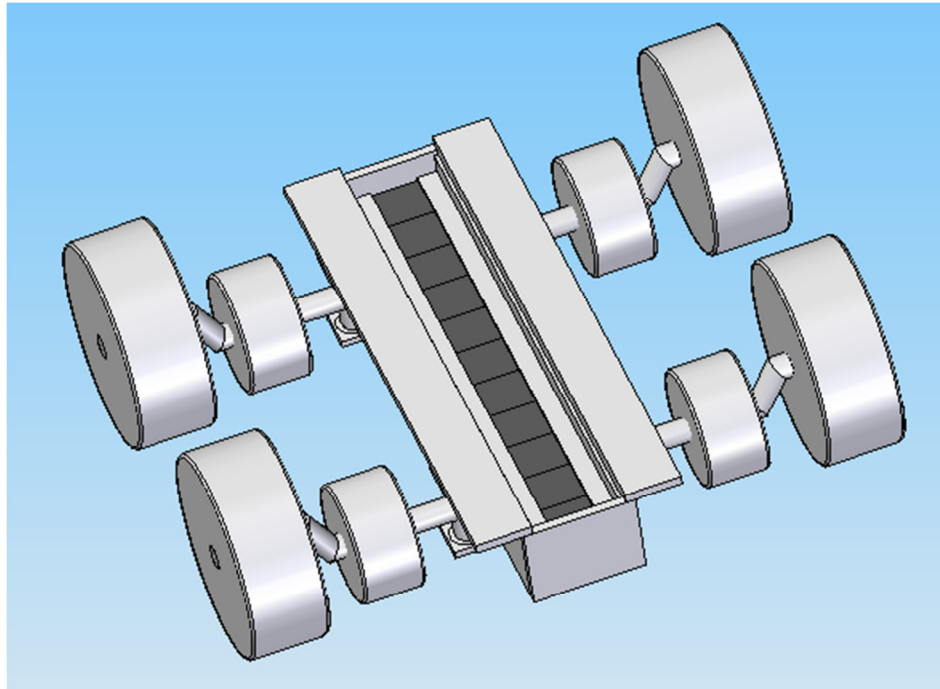
A su vez, es necesario diseñar un nuevo eje que soporte un 50% más de carga, ya que el número total de ejes en el conjunto se reduce, al igual que las ruedas neumáticas y las ruedas auxiliares, a cuatro.

En la figura 6.12 se muestra el *prototipo 434*, el cual incorpora las nuevas ruedas neumáticas de 434 mm y a su vez, las ruedas auxiliares *GSPO 400/80K*.



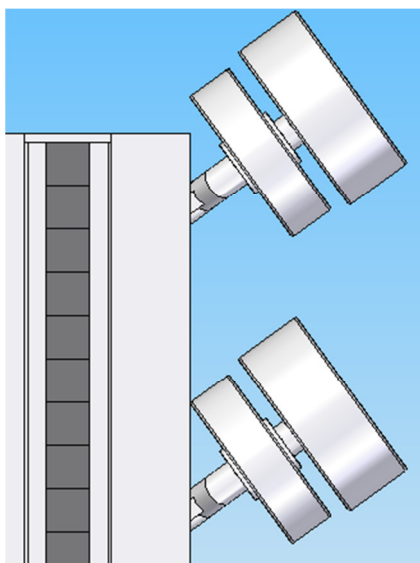
**Figura 6.12: Prototipo 434.**

Es importante mencionar, que existe una variación del *prototipo 434* en el que las ruedas auxiliares no se encuentran en el mismo escalón que las ruedas neumáticas (figura 6.13). El diseño se desestimó al provocar mayores dificultades en su montaje.

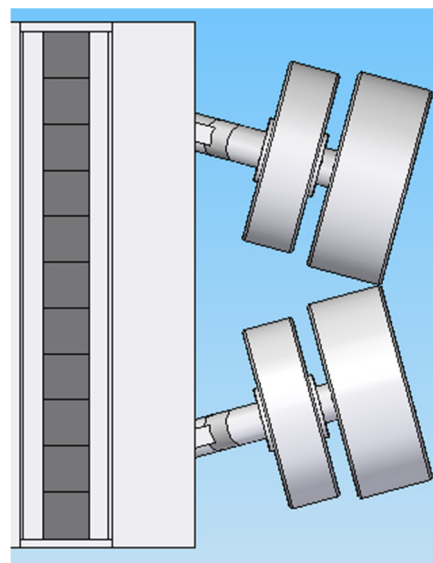


**Figura 6.13: Variación del *Prototipo 434*.**

Siendo el ángulo de giro máximo la razón por la cual se ha modificado el prototipo y se han cambiado alguno de sus componentes, es necesario comprobar si realmente se ha conseguido aumentar los valores de giro máximo significativamente con respecto al modelo de prototipo anterior.



**Figura 6.14: Ruedas en el mismo sentido.**

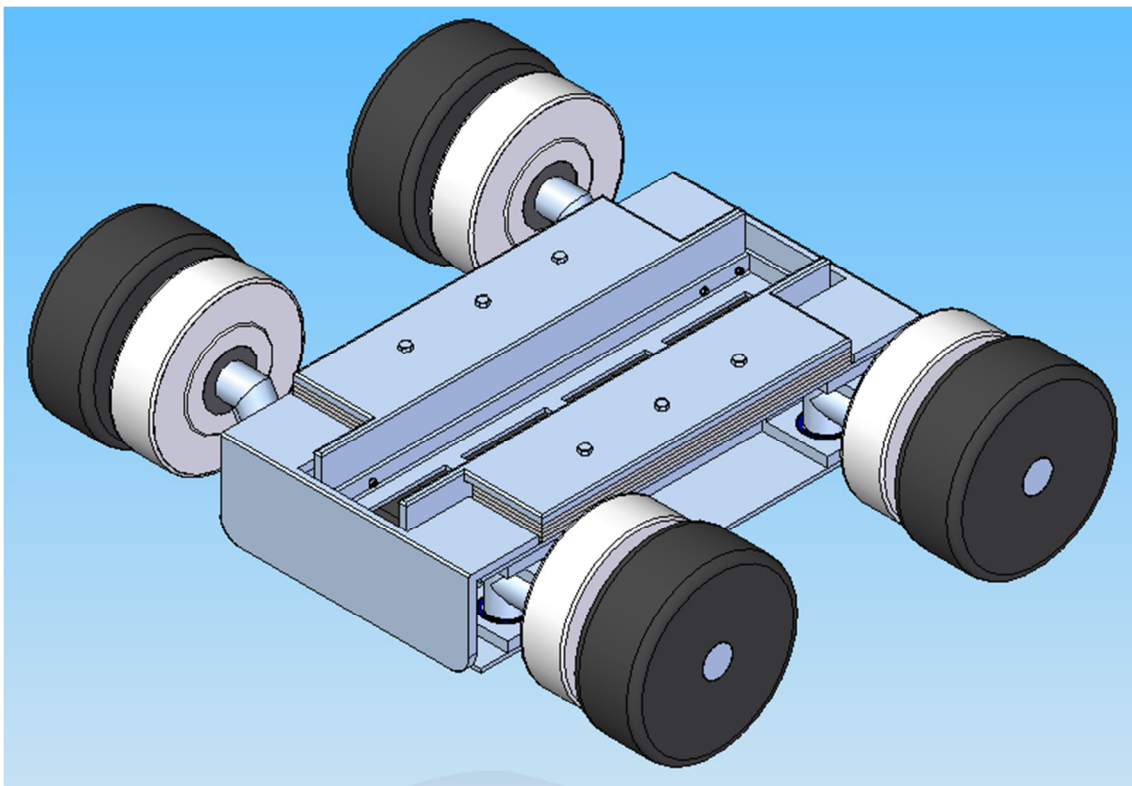


**Figura 6.15: Ruedas en sentido contrario.**

En las figuras 6.14 y 6.15 que representan el ángulo de giro máximo que son capaces de efectuar las ruedas neumáticas del *prototipo 434*, orientadas en el mismo sentido o en sentido contrario respectivamente, puede observarse un aumento considerable respecto al *prototipo 393*.

El nuevo ángulo de giro máximo cuando las ruedas se disponen en el mismo sentido es de 36 grados (aumento de 7 grados), mientras que para la orientación de las ruedas en sentido contrario el nuevo ángulo se eleva hasta los 15 grados (aumento de 8 grados).

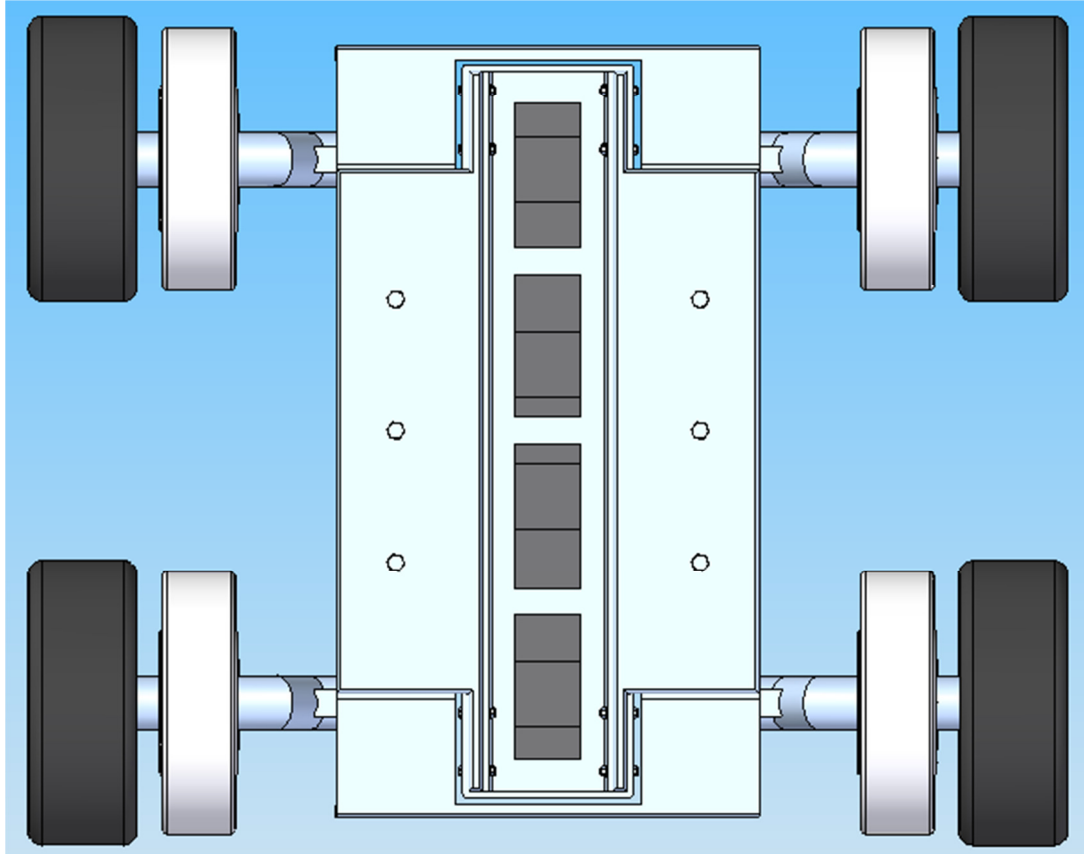
Una vez comprobada la viabilidad de giro del *prototipo 434* y tomando como base su diseño, se procede a optimizar su diseño teniendo en cuenta aspectos estructurales, magnéticos y constructivos. El modelo obtenido se muestra a continuación, en la figura 6.16, siendo designado como *prototipo final*.



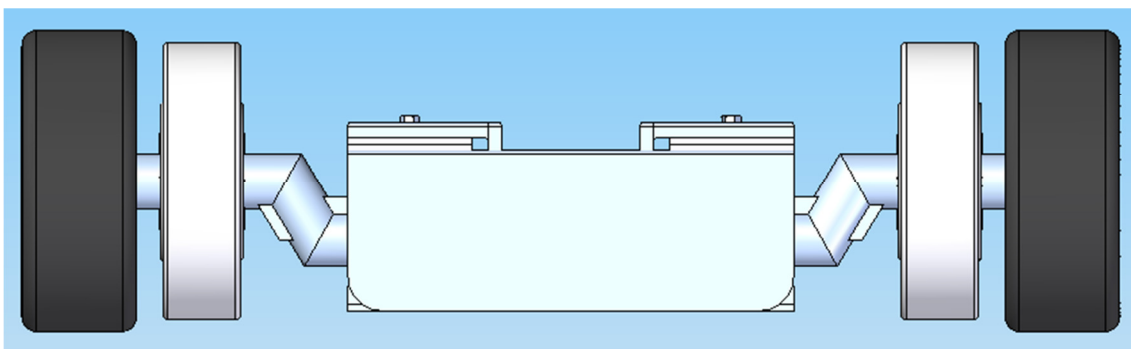
**Figura 6.16: Prototipo final.**



A continuación, se presentan las vistas correspondientes a la planta, alzado y perfil del prototipo.

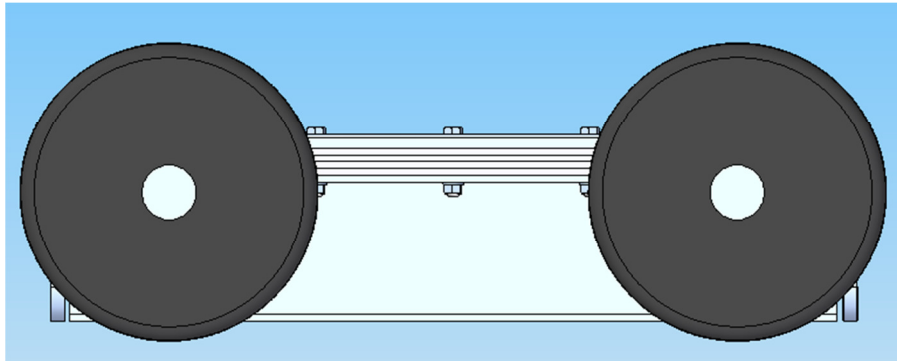


**Figura 6.17:** Vista en planta del *Prototipo final*.



**Figura 6.18:** Vista frontal o en alzado del *Prototipo final*.



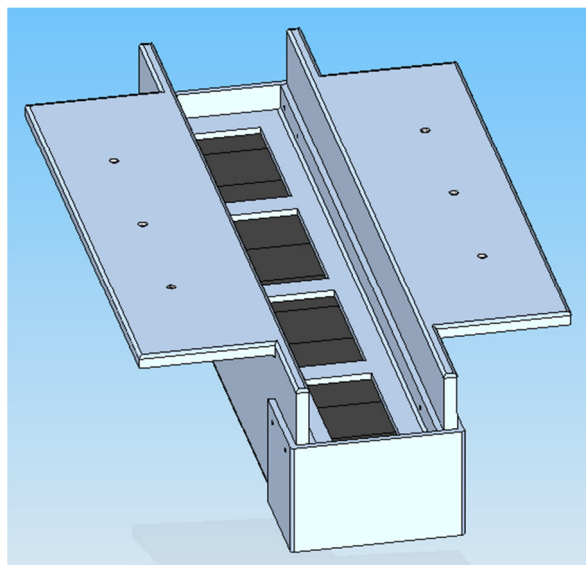


**Figura 6.18: Vista lateral o de perfil del *Prototipo final*.**

Una vez ha sido expuesto el modelo del *prototipo final*, seguidamente se muestran los diferentes subconjuntos que lo forman, con el objetivo de que el lector pueda distinguir las distintas partes del mismo y pueda imaginar su montaje.

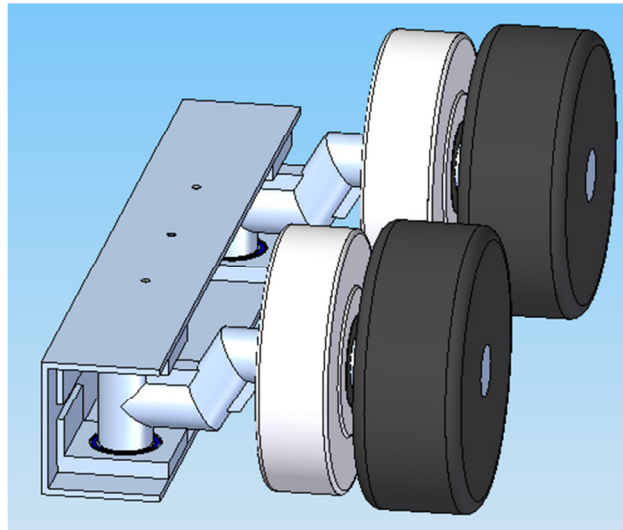
Los planos del *prototipo final* aparecen al final del documento en el Anexo II.

En la siguiente ilustración, figura 6.19, puede verse el subconjunto *jaula*. En él, se encuentran ordenados geoméricamente los imanes permanentes. Formado por el perfil cuna, un perfil superior en C y dos perfiles frontales en U, este subconjunto es el encargado de garantizar invariable la posición de los imanes, así como soportar los esfuerzos producidos.



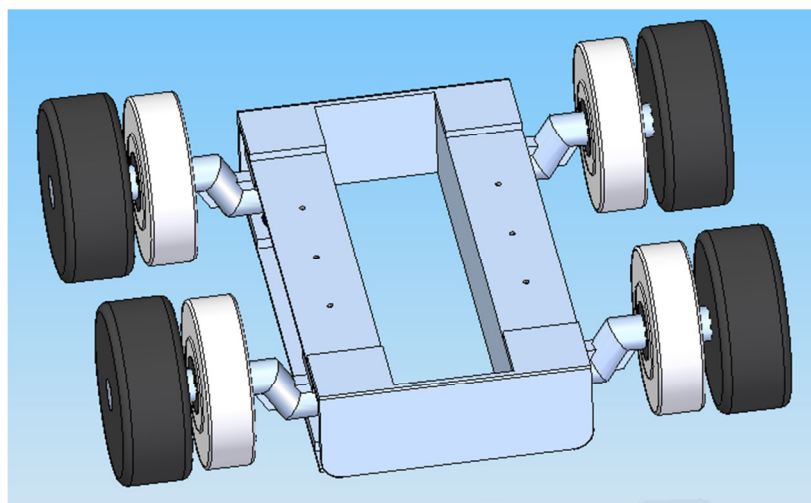
**Figura 6.19: Subconjunto *Jaula*.**

El subconjunto *lateral\_ejes* es el encargado de alojar los ejes, en donde están acopladas las ruedas neumáticas y auxiliares. Cada eje realiza el giro gracias al uso de un par de rodamientos alojados, cada uno, en una chapa en forma de L soldada a un perfil lateral en U (ver figura 6.20).



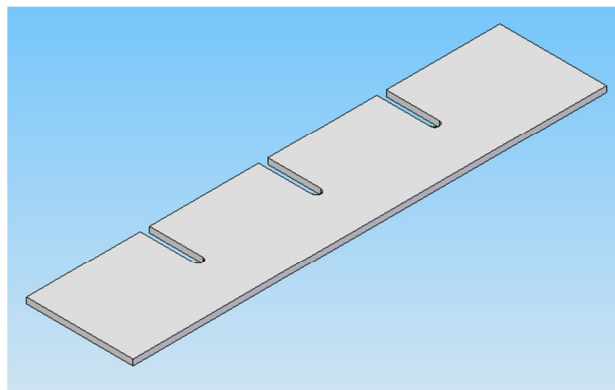
**Figura 6.20:** Subconjunto *Lateral\_ejes*.

En la figura 6.21, se observa la unión de los subconjuntos *lateral\_eje1* y *lateral\_eje2*, mediante soldadura, con dos perfiles frontales en forma de L.



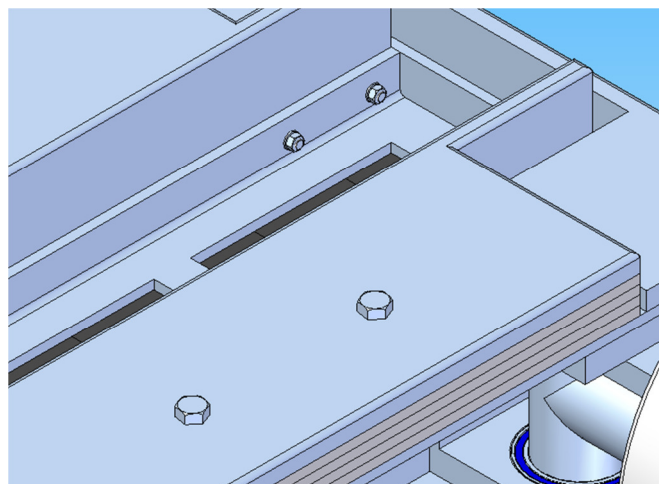
**Figura 6.21:** Unión de perfiles frontales con el conjunto.

Sobre el modelo mostrado en la figura anterior, se depositará el subconjunto *jaula*, produciéndose únicamente contacto entre los perfiles laterales en U y las “solapas” del perfil cuna. Además, se ha tenido en cuenta, la posibilidad de variar la anchura del entrehierro. Para ello, se han diseñado pletinas de 10 mm de espesor (figura 6.22), que al ser introducidas o extraídas del espacio entre ambas superficies, aumentarán o disminuirán respectivamente el valor del entrehierro.



**Figura 6.22: Pletina de acero de 10 mm de espesor.**

Con el fin de que la operación de aumento o disminución de la anchura del entrehierro sea lo más sencilla posible, se han utilizado tornillos para realizar la unión entre ambas superficies y la totalidad de las pletinas utilizadas (ver figura 6.23).

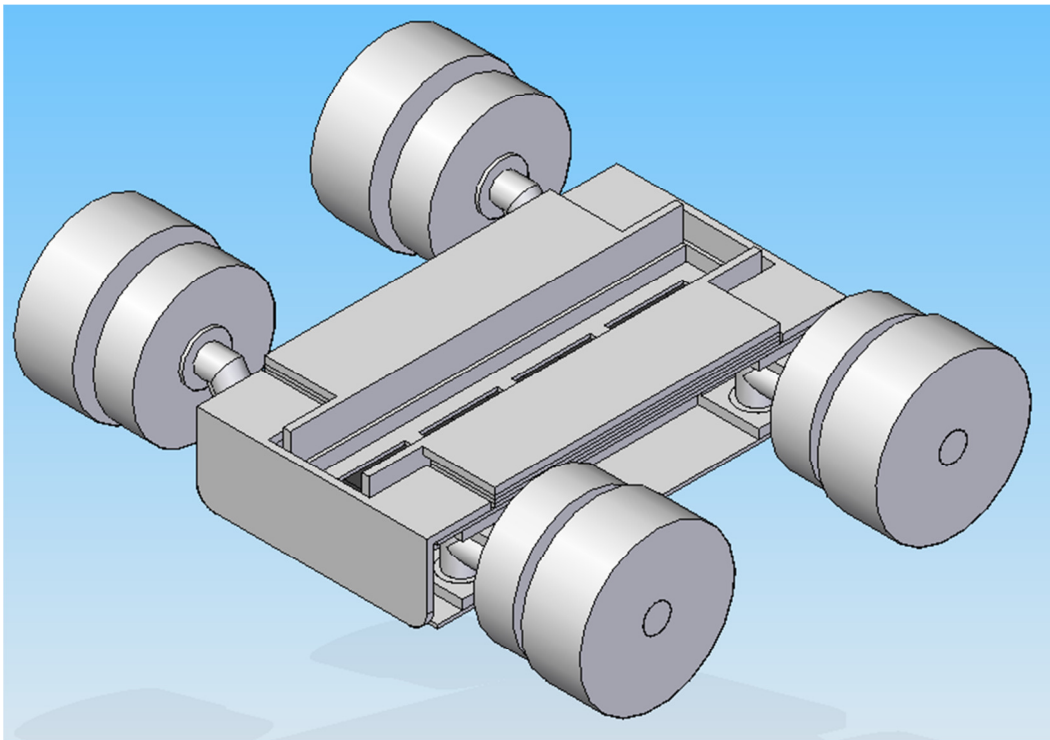


**Figura 6.23: Detalles pletinas y tornillería.**

En la ejecución de un análisis por elementos finitos, el tiempo de proceso y la correcta discretización de todos los elementos que conforman el modelo a analizar suponen dos aspectos muy importantes y a tener en cuenta. Por ello, basándonos en el modelo del *prototipo final* se realizaron una serie de simplificaciones con el fin de reducir el tiempo de proceso y garantizar una creación eficaz del mallado del modelo.

Entre las modificaciones adoptadas, se incluye la eliminación de tornillos, arandelas y tuercas, las simplificaciones de las ruedas y la eliminación de todos los redondeos del prototipo.

La figura 6.24 presenta el *prototipo simplificado*, empleado en la realización de los análisis estático y modal que se incluyen en el capítulo 7.



**Figura 6.24: Prototipo simplificado.**



## CAPÍTULO 7

### ANÁLISIS ESTÁTICO

---

Durante el funcionamiento de un motor lineal síncrono, se presentan dos tipos de fuerza de empuje y de atracción de los imanes hacia el estator. La fuerza de empuje someterá la estructura bajo carga a un movimiento horizontal controlado y la fuerza de atracción aplicará a la estructura las cargas para llevar a los imanes permanentes a unirse con el estator. El objetivo de este trabajo es conocer si la estructura es capaz de soportar dichas cargas sin exceder el límite plástico. También de calcular los desplazamientos en cada material debido a su deformación para conocer si la fuerza de atracción puede aumentar por dicho desplazamiento. [14]

El análisis estático, incluido en todos los paquetes de análisis de *Algor*, permite el estudio de esfuerzos, deformaciones, desplazamientos y fuerzas axiales y de corte como resultado de la aplicación de cargas estáticas. Este tipo de análisis es adecuado cuando las cargas son bien conocidas y el máximo esfuerzo es evidente. Al ejecutar un análisis lineal aplicamos cargas estáticas, como fuerzas o presiones, o desplazamientos conocidos "impuestos" a la estructura, o temperaturas que generarán



tensiones térmicas. Introducimos también propiedades de material elásticas (densidad, módulo de Young, coeficiente de Poisson y coeficiente de dilatación térmica). Introducimos también la gravedad (con su dirección y sentido). Cuando las deformaciones son pequeñas las fuerzas se supone que no cambian a lo largo del proceso de deformación, así como tampoco cambia la rigidez del sistema. Además se cumplirá el principio de superposición, y podremos combinar cargas para ver el esfuerzo unitario de cada una de ellas. Podemos suponer que el material no va a superar su límite elástico (se podrá calcular con los límites de plasticidad para cada pieza que lo supere), y cualquier efecto dinámico a partir de la carga es insignificante. [15]

El objetivo del presente capítulo es la caracterización del comportamiento mecánico del conjunto y piezas del deslizador del MLSIP mediante la realización de análisis estáticos basados en ensayos FEM.

El estudio se realizará en tres pasos. En primer lugar, se realizará el estudio geométrico y el análisis estático de los ejes incorporados en el deslizador. En segundo lugar, una vez obtenido el modelo de eje óptimo capaz de soportar las cargas requeridas, se efectuará el análisis estático del prototipo. Y en último lugar, se realizará la selección de los rodamientos en función de una serie de criterios basados en las fuerzas a las que se encuentren sometidos dentro del conjunto del deslizador.



## 7.1 ENSAYO Y METODOLOGÍA

Como se ha explicado capítulo anterior, el modelado de las piezas y ensamblaje del conjunto del deslizador se realiza mediante el programa de parametrizado de piezas en 3D *Solid Edge*, basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD). Siendo posteriormente exportadas a *Algor*, el programa encargado de la realización del análisis estático mediante elementos finitos.

La metodología empleada en el ensayo de las distintas piezas y conjuntos analizados en el presente estudio es la mostrada a continuación:

- Modelado de la pieza o conjunto.
- Exportación de la pieza o conjunto.
- Definición del tipo de análisis.
- Definición del tipo de elemento.
- Definición de parámetros del elemento.
- Generar el mallado.
- Asignación del material.
- Definición del tipo de contacto entre superficies.
- Modificación de los parámetros del análisis.
- Aplicación de cargas.
- Definir condiciones de contorno. Imposición de restricciones de movimiento.
- Validación del modelo.
- Cálculo del análisis y obtención de resultados.

Una vez definidos todos los pasos necesarios para la correcta realización del ensayo, se dispone a desglosar y explicar cada una de las partes. Debido a que la metodología de ensayo es la misma tanto para el análisis estático de ejes como para el análisis estático del prototipo, únicamente será explicada de manera detallada para el primer caso.



## **7.2 ANÁLISIS ESTÁTICO DE EJES**

Este segundo apartado del análisis estático, tiene como objetivo realizar un estudio geométrico para establecer la forma y dimensiones óptimas de los ejes donde irán situadas las ruedas principales y las ruedas auxiliares (o de seguridad) del prototipo.

Se procede a realizar el análisis una vez han sido designadas tanto la posición de ambas ruedas en el eje, siendo ésta determinada por el montaje, como la rueda principal y a tal efecto sus dimensiones, en el capítulo 6 del presente documento.

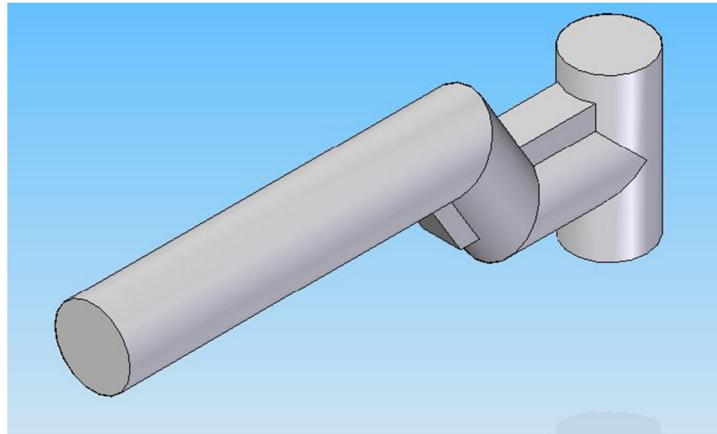
En primer lugar, se detalla la metodología empleada en el modelo en *Algor* del eje diseñado capaz de soportar las solicitaciones requeridas en el análisis estático. En segundo lugar, se muestran los resultados obtenidos que incluyen las tensiones y desplazamientos producidos en la pieza. Y por último, se realiza el análisis de resultados.



### 7.2.1. MODELO EN ALGOR

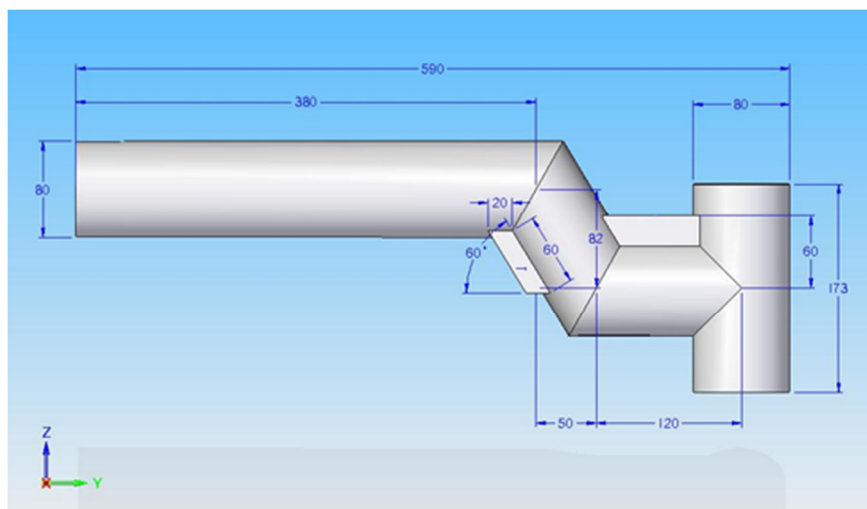
- *Modelado de la pieza*

La figura 7.1 muestra el modelo incluido en el diseño final del conjunto *Prototipo final*.

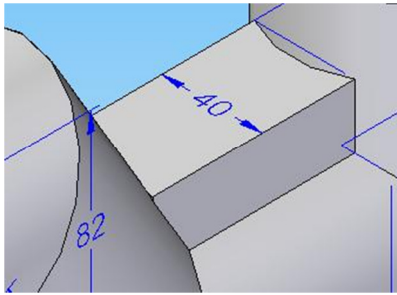
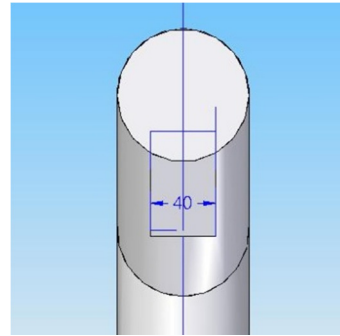


**Figura 7.1: *Modelo Óptimo.***

A continuación, como se puede observar en la figura 7.2, podemos comprobar las dimensiones principales del eje. Para completar la geometría se han incluido dos ilustraciones de detalles de acotación, quedando así definido el modelo. (Figura 7.3 y figura 7.4).

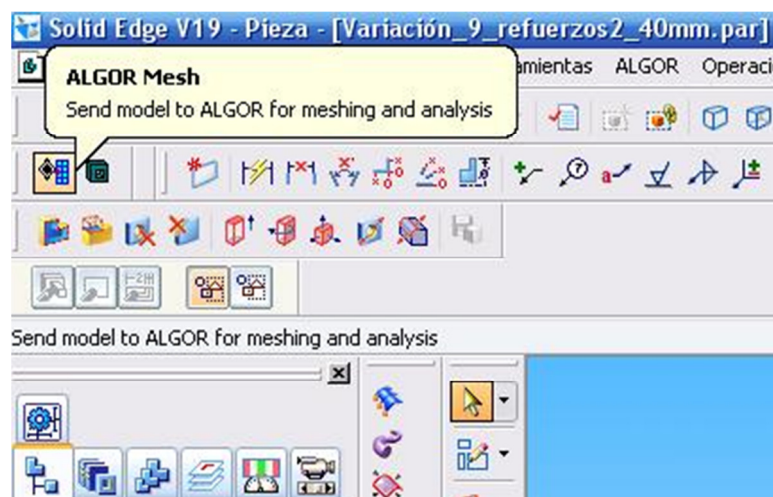


**Figura 7.2: Acotación del *Modelo Óptimo*.**

Figura 7.3: Detalle 1. *Modelo Óptimo*.Figura 7.4: Detalle 2. *Modelo Óptimo*.

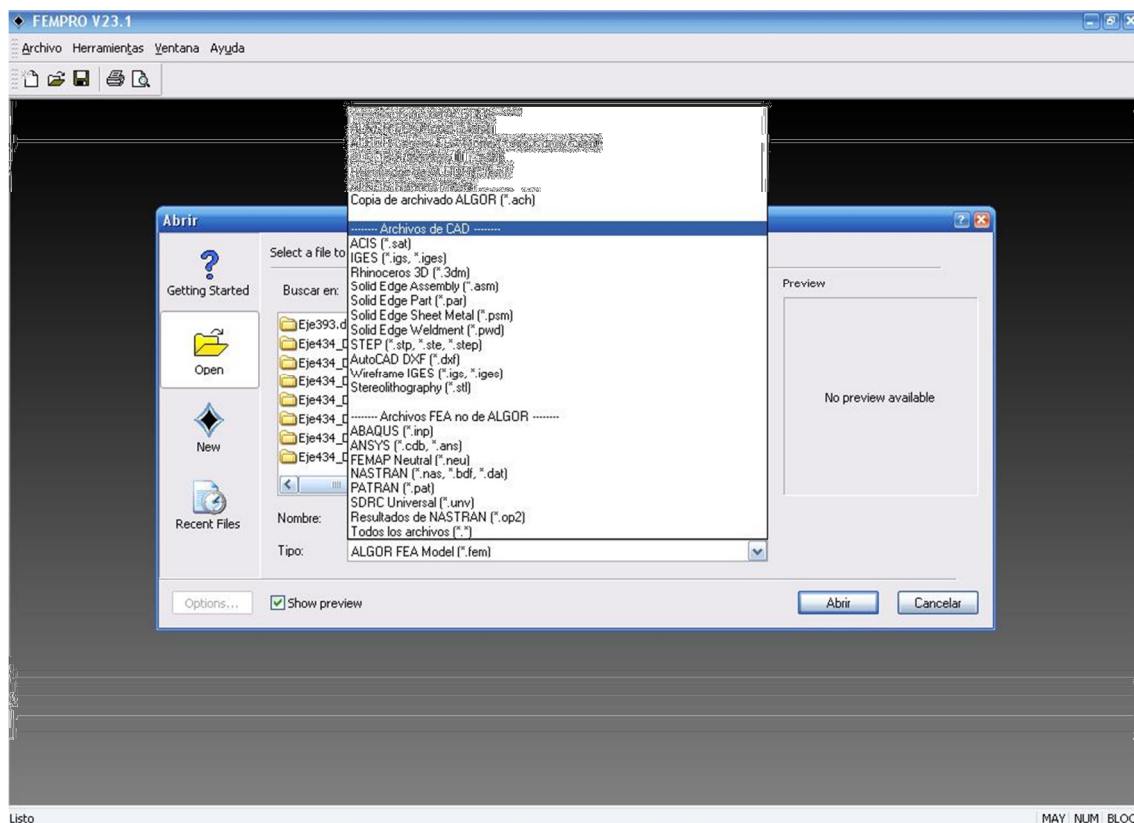
- *Exportación de la pieza*

Una vez realizado el modelado de la pieza mediante *Solid Edge V19*, el paso siguiente es efectuar la exportación del diseño a *Algor*. Como se ha explicado en el capítulo 4, es posible realizar tal acción de forma inmediata, si ambos programas se encuentran instalados en el mismo equipo, cargando el citado modelo generado en CAD en el software de análisis FEM. Para ello, hay que dirigirse a la barra de menús, pestaña *ALGOR*, y seleccionar *Mesh*. O bien, si está desplegada la barra de herramientas correspondiente, hacer clic sobre el icono *ALGOR Mesh* tal y como se puede apreciar en la figura 7.5.

Figura 7.5: Exportación del modelo a *Algor*.

Posteriormente, se abre la ventana inicial de *Algor*. Si es la primera vez que exportamos la pieza, el programa nos pedirá que elijamos el tipo de análisis a estudiar.

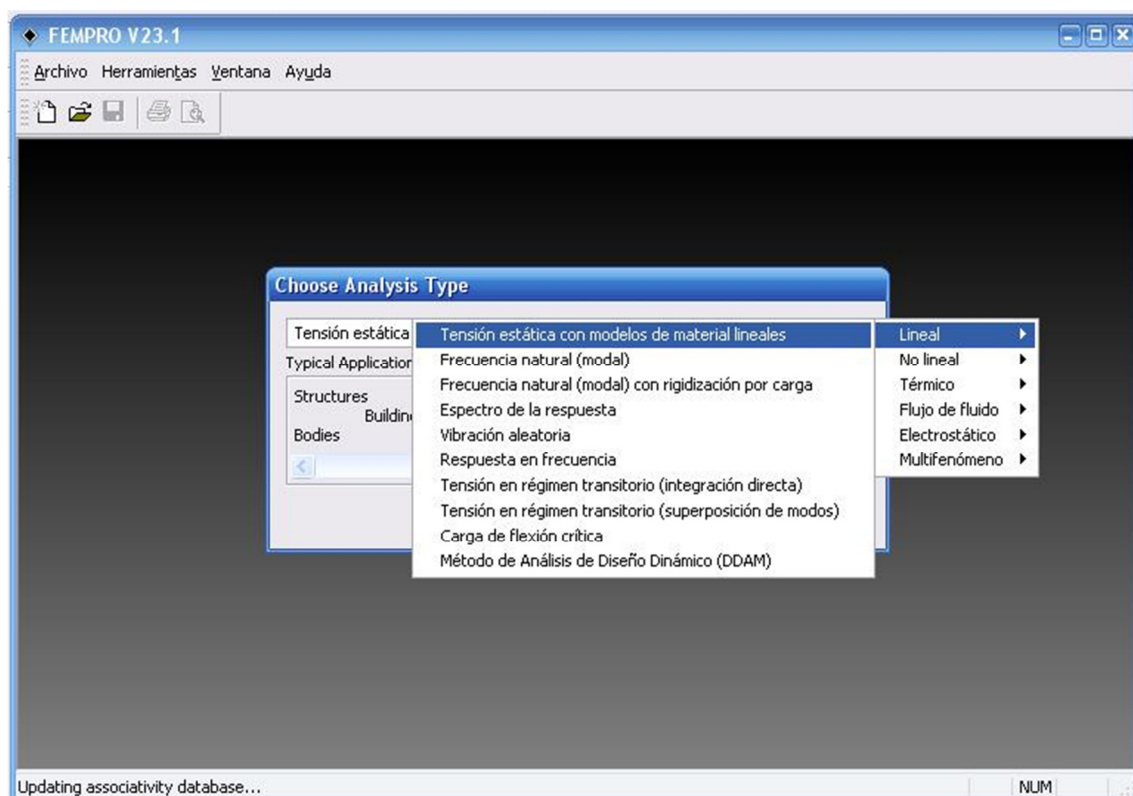
Es necesario indicar que es posible abrir directamente desde *Algor* un archivo CAD sin el requisito de realizar la operación anterior. Para ello, una vez abierto el programa, pinchamos en la barra de menús sobre la pestaña *Archivo* y a continuación seleccionamos *Abrir*. Si desplegamos la barra, observamos las diferentes extensiones de archivos CAD compatibles, entre las que se encuentra *Solid Edge Part (\*.par)* y *Solid Edge Assembly (\*.asm)*. (Figura 7.6).



**Figura 7.6: Ventana Abrir. Archivos compatibles. *Algor*.**

- **Definición del tipo de análisis**

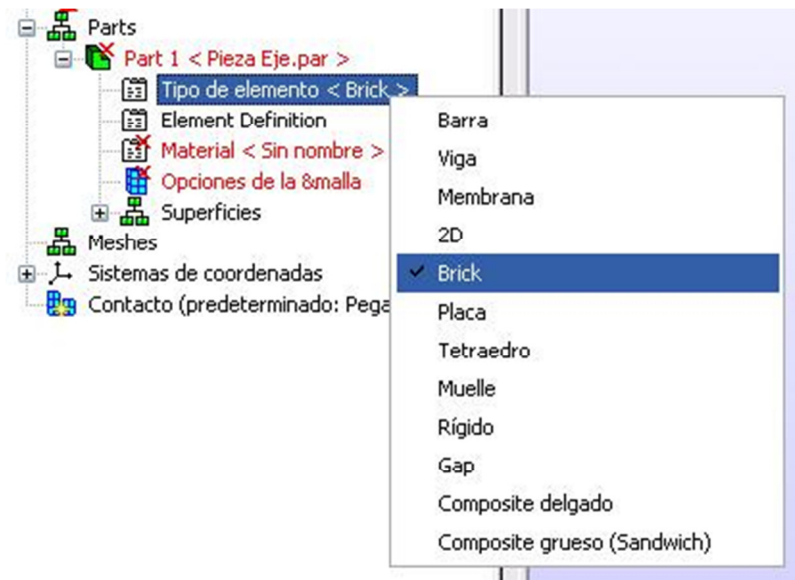
La elección del tipo de análisis a realizar la seleccionaremos en el instante en que exportemos el archivo desde *Solid Edge*. En ese momento, antes de cargar el modelo, se abrirá una ventana en la cual debemos elegir el tipo de análisis a realizar (figura 7.7). En este caso, la selección correspondiente es: *Tensión estática con modelos de materiales lineales*. Esta clase de análisis se caracteriza porque cada material posee una curva tensión-deformación lineal, es decir, todos los esfuerzos del material se sitúan dentro de la zona elástica lineal. Esto significa que el material no puede superar bajo ninguna circunstancia la tensión de fluencia y si así fuera, se debería cambiar el tipo de análisis para trabajar con materiales no lineales.



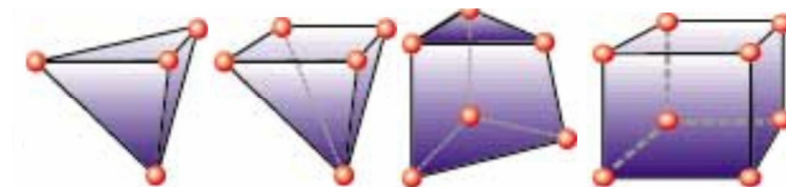
**Figura 7.7: Elección del tipo de análisis.**

- **Definición del tipo de elemento**

Determinada ya la clase de análisis a realizar, se procede a definir las características asociadas al modelo. Como se puede observar en la figura 7.8, se despliega un árbol en el que figuran todas las posibles opciones que definen el modelo. Para ello, basta con seleccionar con el botón derecho del ratón, sobre *tipo de elemento*, la opción *Brick* (ladrillo). La elección sobre este tipo de elemento se establece debido a la tridimensionalidad del modelo. Los elementos *Brick* pueden estar compuestos de cuatro, cinco, seis u ocho nodos cada uno. Estos elementos se utilizan para simular el comportamiento de sólidos (ver figura 7.9).



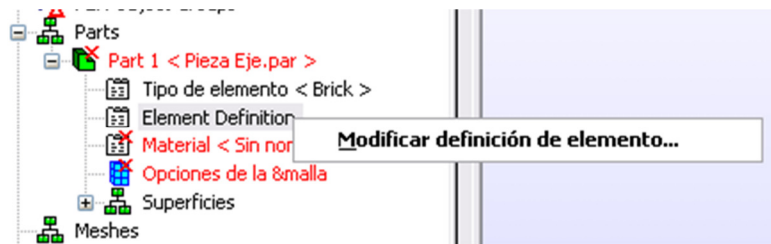
**Figura 7.8: Elección del tipo de elemento.**



**Figura 7.9: Tipo de elemento. Brick.**

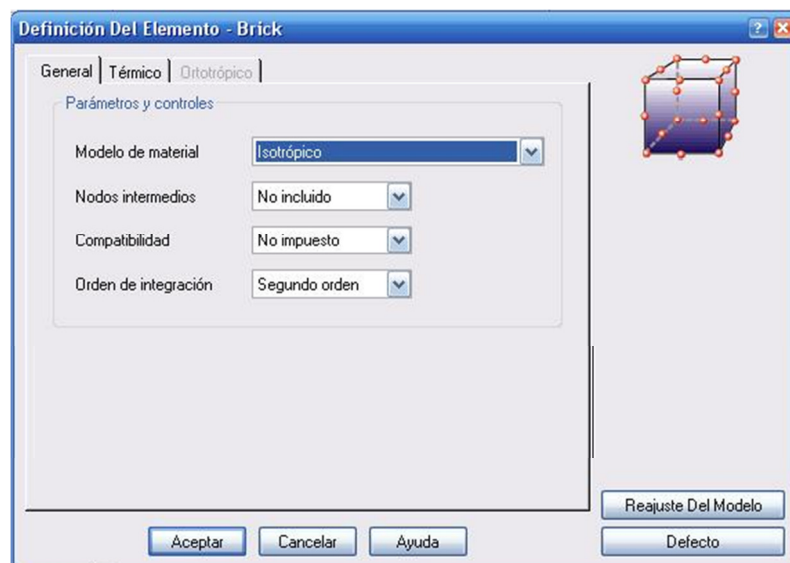
- **Definición de parámetros del elemento**

Una vez seleccionado el tipo de elemento, el siguiente paso es definir las características del mismo. Esto se logra cliqueando con el botón derecho del ratón sobre *Element Definition*, como refleja la figura 7.10.



**Figura 7.10: Modificar definición del elemento.**

La opción que se ofrece es *Modificar definición de elemento*. Pinchamos sobre ella. A continuación, se abre la ventana *Definición Del Elemento – Brick*. Aquí es donde es posible modificar los parámetros del elemento y adecuarlos a las exigencias del estudio. Para la realización de este análisis, se mantienen los parámetros que vienen por defecto definidos y que podemos observar en la figura 7.11.

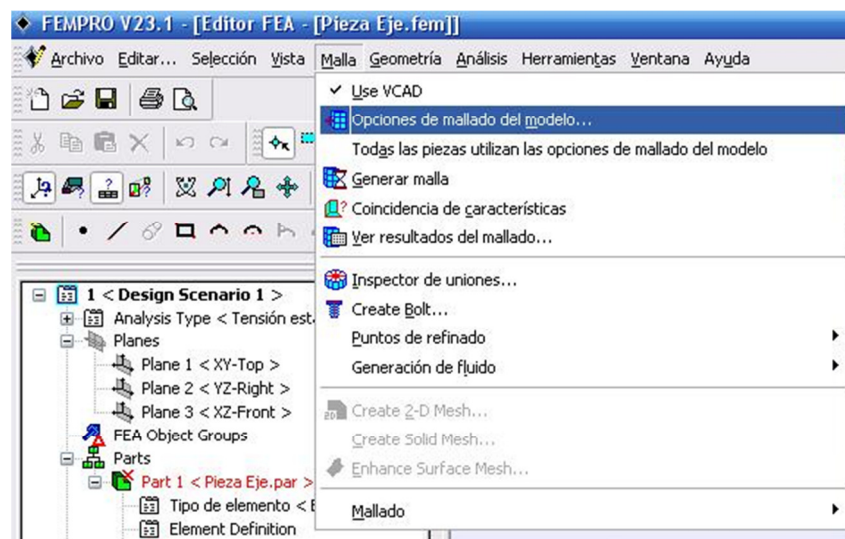


**Figura 7.11: Definición de parámetros del elemento.**

- **Generar el mallado**

Llegado este punto, es necesario realizar la discretización del modelo. Esto se consigue mallando el mismo. Es necesario indicar, que este apartado es uno de los más importantes en cualquier análisis basado en el método de los elementos finitos. Del tipo de mallado depende la exactitud del análisis y la capacidad del equipo para trabajar, siendo necesario llegar a un compromiso entre ambas, en función de los requisitos impuestos para la obtención de resultados.

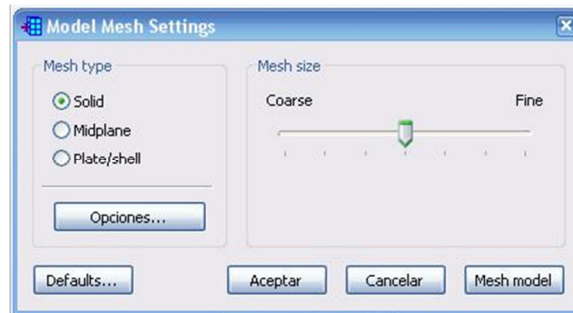
Como indica la figura 7.12, las características de mallado se encuentran accediendo mediante la barra de menús a la pestaña *Malla*, y a su vez, a la pestaña *Opciones de mallado del modelo*.



**Figura 7.12: Opciones de mallado del modelo.**

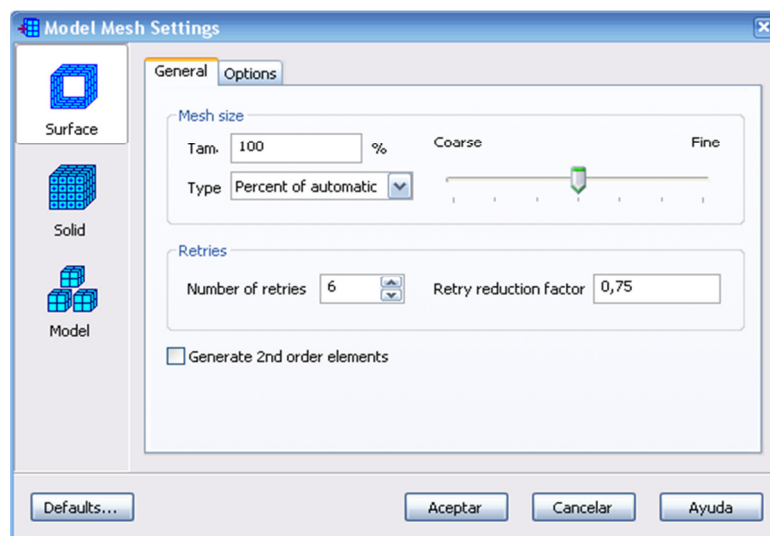
Una vez seleccionada la pestaña anterior, se abre una ventana denominada *Model Mesh Settings*, en ella es posible definir el tipo y tamaño de malla, acceder a otra serie de opciones, dejar los valores proporcionados por defecto y por último, mallar el modelo. Designamos el tipo de malla como *solid*, ya que estamos estudiando un componente mecánico con volumen, y dejamos el tamaño de malla por defecto (ver figura 7.13).



**Figura 7.13: Model Mesh Settings.**

A continuación, seleccionando el botón *Opciones...*, se despliega una nueva ventana, en ella debemos definir tres tipos de mallado: de superficie, sólido y del modelo. Seleccionado el mallado superficial y activada la pestaña *General*, se ha de fijar el valor del tamaño de malla escogiendo entre una de las dos opciones disponibles incluidas en la casilla desplegable *Type*: *Percent of automatic* o *Absolute mesh size*. Figura 7.14 y figura 7.15.

La primera, define el tamaño de la malla mediante un valor en forma de porcentaje indicado dentro del recuadro *Tam*. En la segunda, sin embargo, dicho valor numérico representa la longitud del lado para cada celdilla que compone el mallado, siendo este valor expresado en milímetros.

**Figura 7.14: Percent of automatic.**



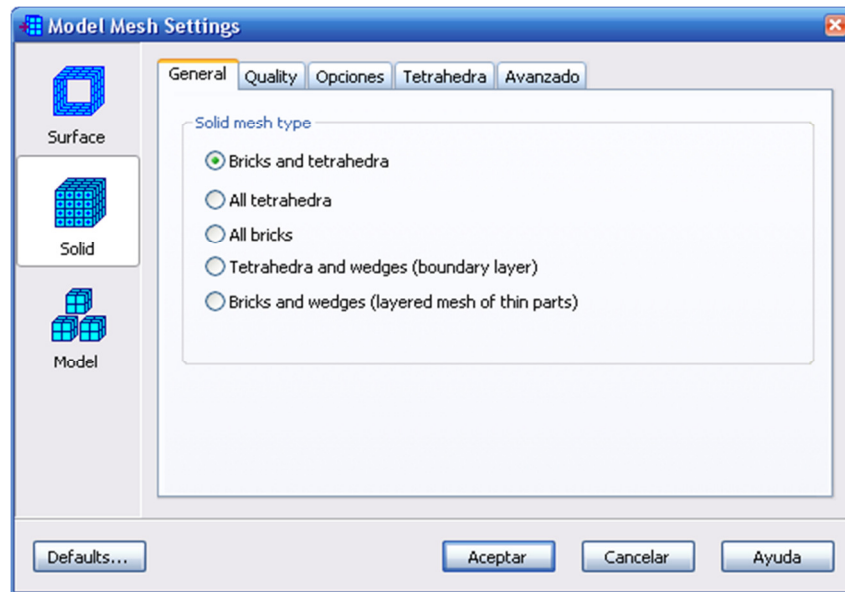


**Figura 7.15: Absolute mesh size.**

En la realización de los modelos ensayados se ha escogido la segunda opción, definiendo un tamaño absoluto de malla de 10 mm. Siendo lo bastante preciso y computerizable y del mismo modo práctico en la posterior aplicación de cargas.

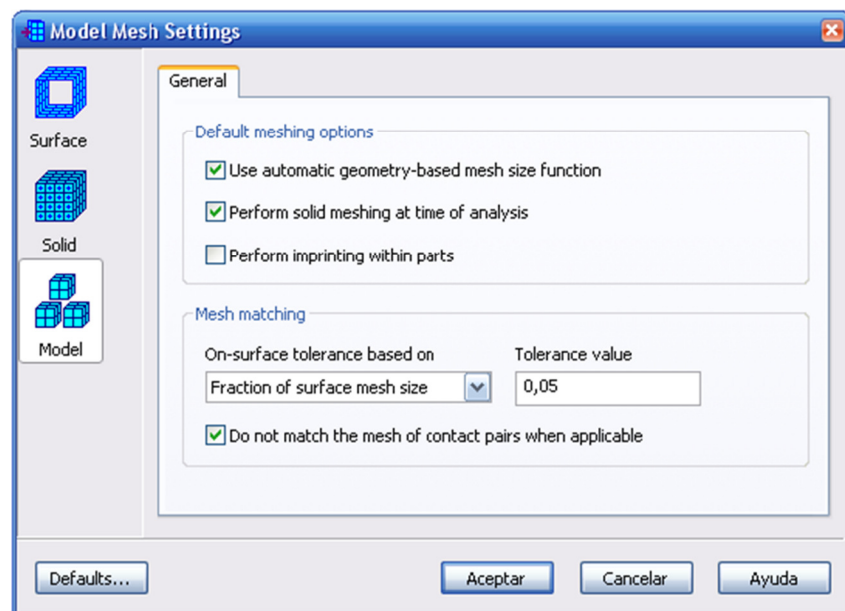
*Retries* indica, en primer lugar, el número de intentos de reducción del tamaño de la malla (asignado en la casilla *Number of retries* por un número entero) y en segundo lugar, el factor de reducción aplicado (es necesario introducir un valor numérico decimal inferior a la unidad en el recuadro *Retry reduction factor*). Si no es posible discretizar una determinada superficie del modelo con el tamaño de malla designado previamente, entonces el programa trata de reducir el tamaño de la superficie en función del factor de reducción y del número de intentos especificados.

Posteriormente entramos en el apartado referente al mallado sólido, accediendo a través del botón *Solid*, situado debajo de *Surface* en la parte izquierda de la ventana. Como se observa en la figura 7.16, la pestaña *General* otorga la posibilidad de elegir el tipo de mallado sólido de trabajo. Entre las distintas alternativas se ha seleccionado la opción *Brick and tetrahedra* para todos los modelos a estudiar. En lo concerniente a las demás pestañas, se mantienen los valores por defecto.



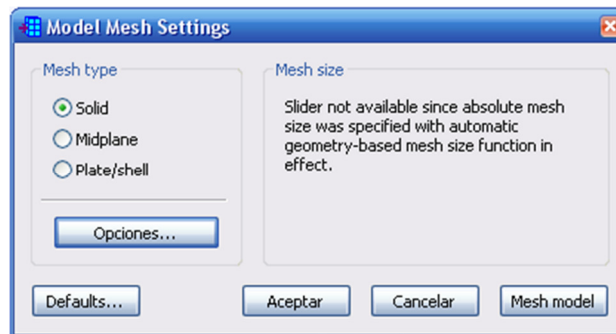
**Figura 7.16: Solid mesh type.**

Para finalizar, solo falta indicar las características propias del mallado del modelo, para ello seleccionamos el botón correspondiente a *Model*, localizado en la parte central izquierda de la ventana (figura 7.17). Los valores predeterminados se mantienen.



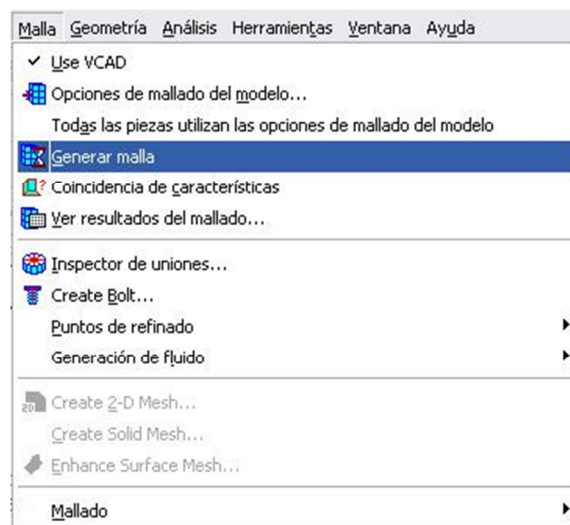
**Figura 7.17: General Model Mesh Settings.**

Caracterizado ya el mallado, se validan los parámetros pulsando *Aceptar*. La aplicación nos devuelve a la ventana inicial de configuración *Model Mesh Settings* (figura 7.18). En ella, se deben confirmar nuevamente los cambios para que surtan efecto seleccionando la opción *Aceptar*, si se desea realizar el mallado del modelo más adelante. Para ello, es necesario pulsar el icono *Generate Mesh*, o bien, mediante la pestaña *Malla* de la barra de herramientas escoger la opción *Generar Malla* (figura 7.19).



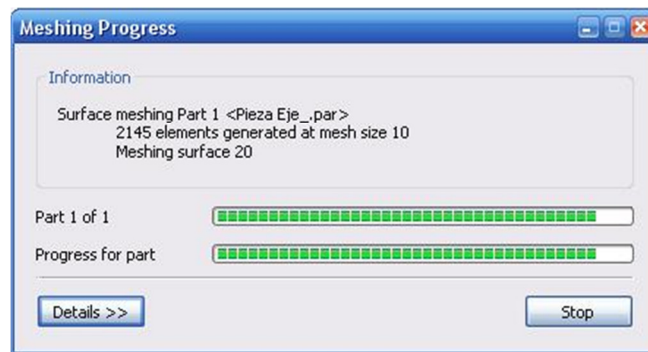
**Figura 7.18: Model Mesh Settings con tamaño absoluto de malla.**

Sin embargo, la discretización del diseño puede llevarse a cabo directamente pulsando sobre el botón *Mesh model*, localizado en la esquina inferior derecha de la ventana anterior.



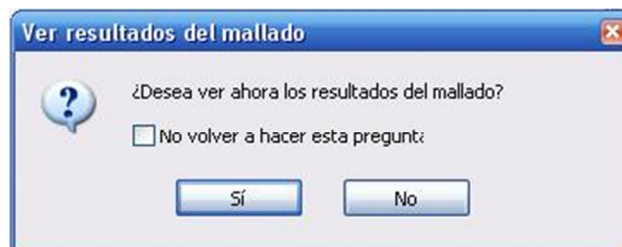
**Figura 7.19: Generar malla.**

En el proceso de mallado tienen lugar dos operaciones. La primera, es la encargada de generar todos los elementos que conforman la malla sobre la superficie del modelo. Mientras que la segunda, verifica que la creación de la superficie de mallado es correcta, contabiliza el número de nodos totales y realiza comprobaciones de memoria (figura 7.20).

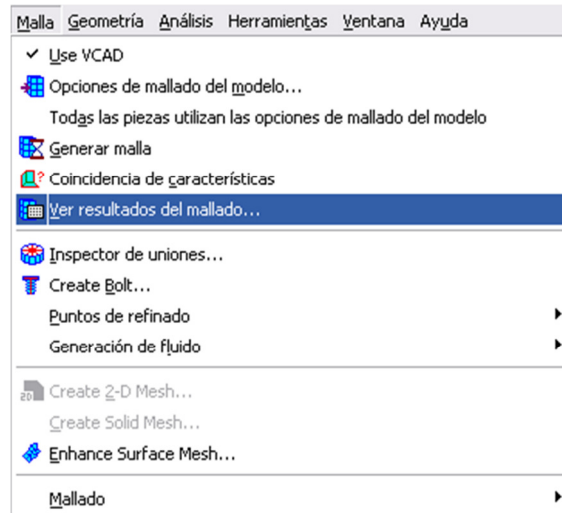


**Figura 7.20: Proceso de mallado.**

Concluidas ambas operaciones, se muestra en pantalla un cuadro de dialogo otorgando la posibilidad de mostrar los resultados (figura 7.21). Es posible observar los resultados pulsando *Si* o bien pulsar *No* y consultarlos más adelante accediendo mediante la barra de herramientas, pestaña *Malla* y seleccionando *Ver resultados del mallado* (figura 7.22).

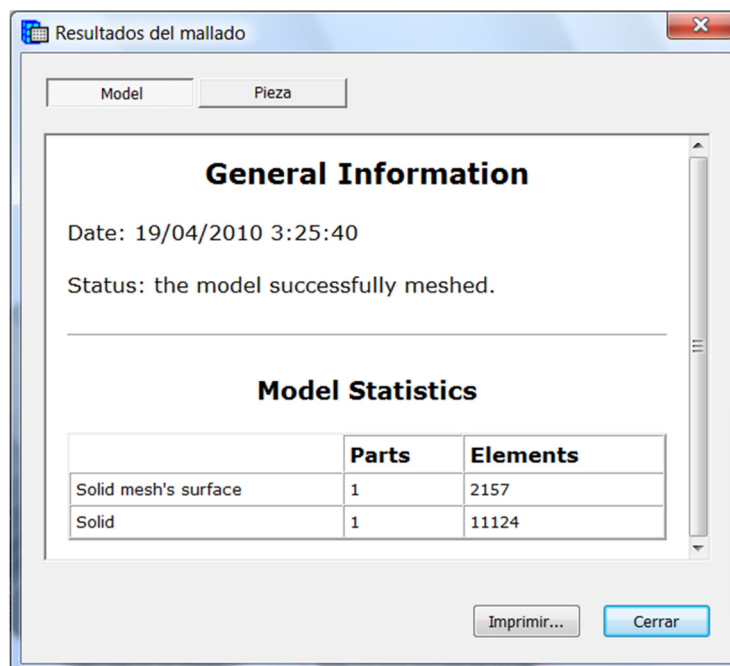


**Figura 7.21: Ver resultados del mallado.**



**Figura 7.22: Consulta de resultados de mallado.**

A continuación, en la figura 7.23 se muestra el cuadro de resultados del mallado. En él es posible estudiar las estadísticas referentes al modelo completo, pulsando sobre la pestaña *Model*; y a su vez, analizar en mayor detalle las partes que componen el mismo en el apartado *Pieza* (figura 7.24). Siendo esta última opción de mayor utilidad en el posterior análisis estático del prototipo.



**Figura 7.23: Resultados de mallado del modelo.**

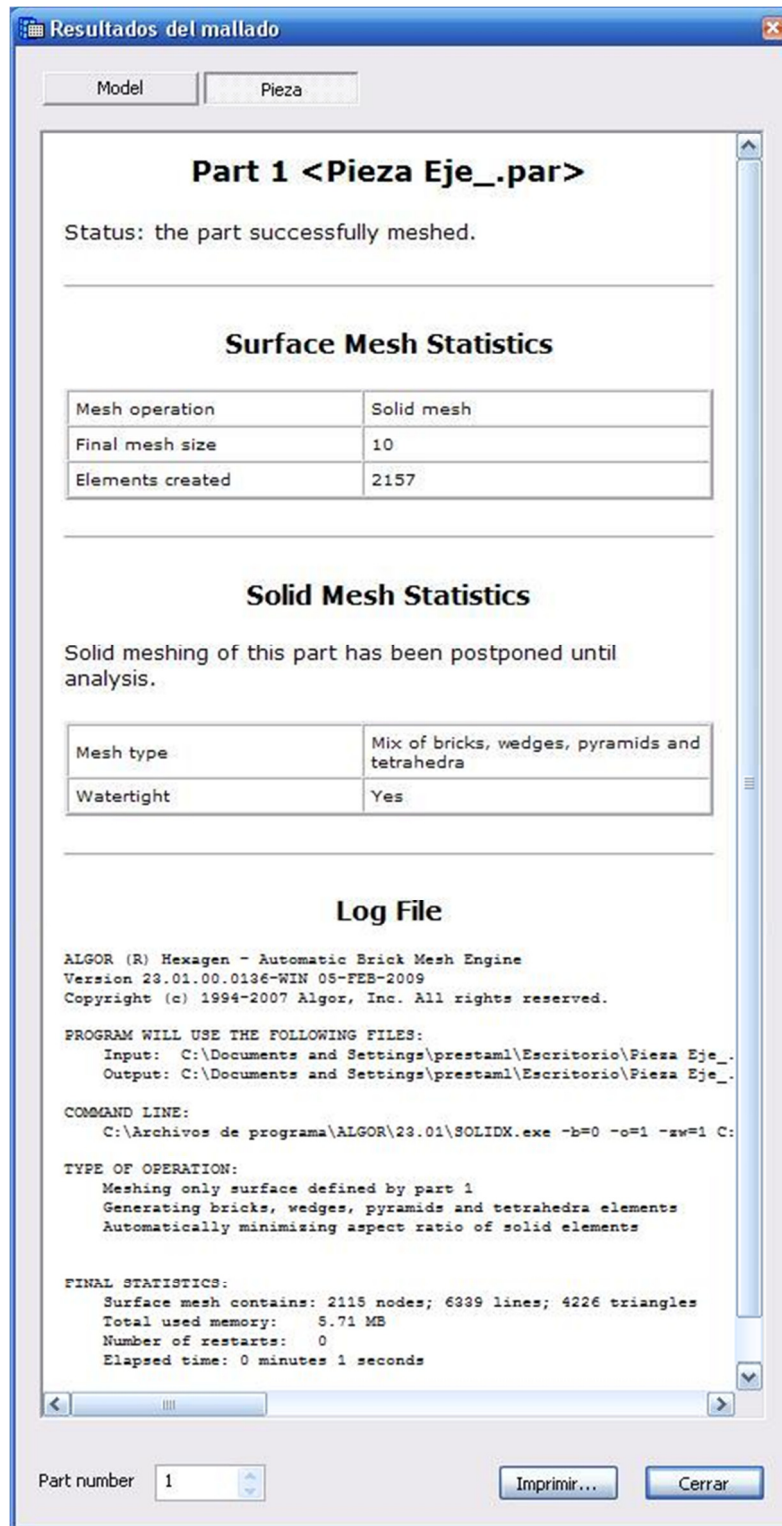
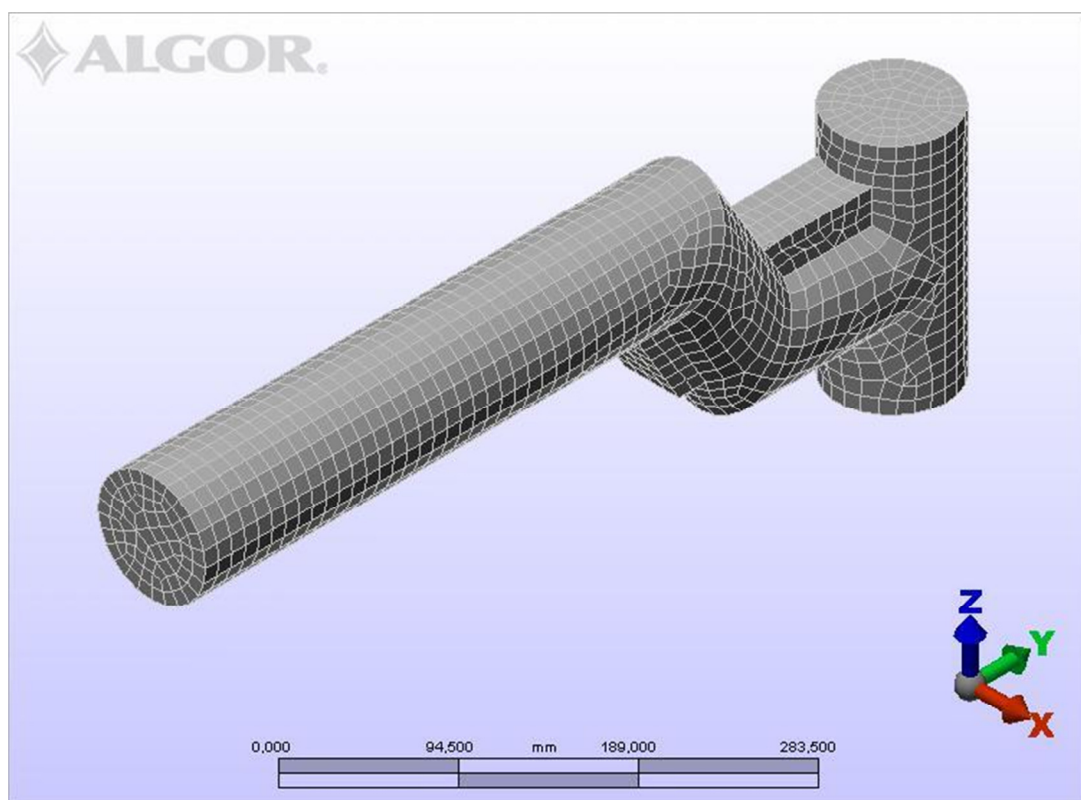


Figura 7.24: Resultados de mallado por pieza.

En los resultados pieza a pieza el informe es más detallado, e incluye el número de elementos generados, su longitud y el tipo de malla que forman. En la parte inferior del resumen, se indica el número de nodos, líneas y triángulos construidos, además del tamaño de memoria que se ha usado para guardarlos y el tiempo que se ha tardado en su creación.

La figura 7.25 muestra el mallado generado en el modelo del eje a analizar.

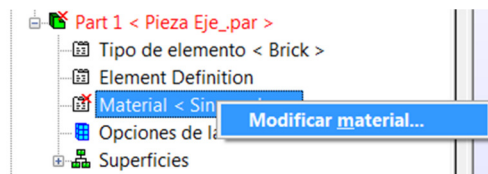


**Figura 7.25: Mallado del *Modelo Óptimo*.**



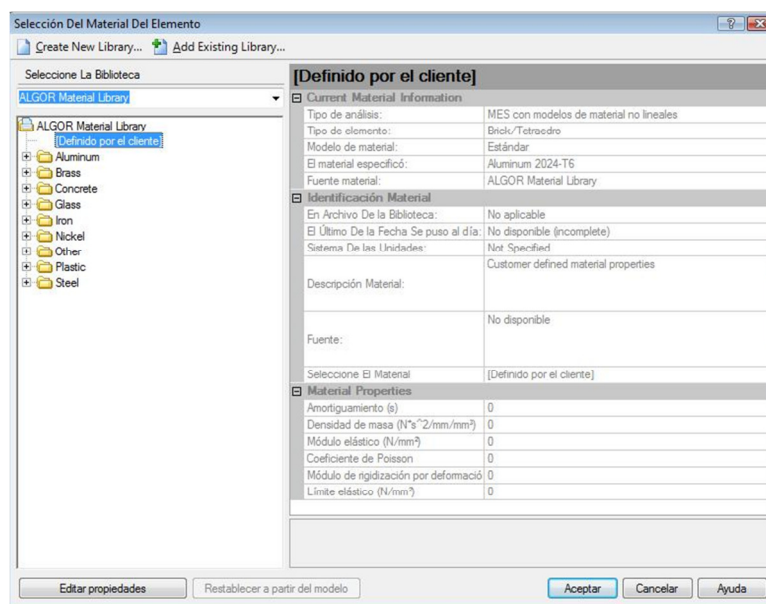
- **Asignación del material**

Además, ha de elegirse el material del que está compuesto cada elemento. Esto se consigue mediante la selección con el botón derecho del ratón de la opción *Material*, ubicada debajo de cada pieza en la ventana con estructura de árbol y posteriormente *Modificar material...* (Figura 7.26).



**Figura 7.26: Asignación de material.**

Una vez cumplidas las instrucciones anteriores se abre una nueva ventana, donde, en la parte izquierda, se pueden ver una serie de carpetas en las cuales se presentan distintos materiales: aluminio, cristal, hormigón, acero,...y dentro de ellas se pueden encontrar diferentes tipos de estos, además de presentar la posibilidad al usuario de introducir las propiedades del material que va a utilizar si no se encuentra dentro de la lista que el programa lleva introducida por defecto. En la parte derecha de la ventana se pueden observar las propiedades físicas del material elegido (figura 7.27).



**Figura 7.27: Biblioteca de materiales.**





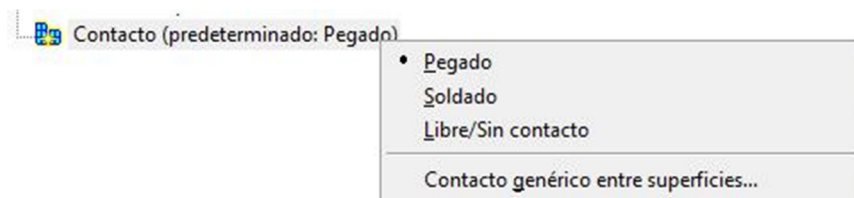
Para el caso que nos ocupa, se empleará el acero *AISI 1006 Steel, cold draw* cuyas características se muestran en la figura 7.28.

AISI 1006 Steel, cold drawn	
Identificación Material	
En Archivo De la Biblioteca:	C:\Program Files\ALGOR\23.01\matli
El Último De la Fecha Se puso al día:	28/10/2004
Descripción	None
Fuente material	MatWeb
URL fuente	http://www.algor.com/software_servic
Modelo de material	Estándar
Sistema de unidades	Métrico mks (SI)
Propiedades generales	
Densidad de masa (kg/m³)	7872
Amortiguamiento (s)	0
Propiedades elásticas	
Módulo elástico (N/m²)	205000000000
Coficiente de Poisson	0.29
Módulo elástico a cortante (N/m²)	80000000000
Coficiente de dilatación térmica (1/°C)	0.0000126
Propiedades térmicas	
Conductividad térmica (J/(s*m**C))	0
Calor específico (J/(kg**C))	481
Propiedades eléctricas	
Conductividad eléctrica (A/(V*m))	5747126
Constante dieléctrica	0
Propiedades plásticas	
Límite elástico (N/m²)	285000000
Módulo de rigidización por deformación (N/m²)	0
Resistencia límite (N/m²)	330000000
Elongación a 5 cm (%)	20
Datos de tensión frente a deformación unitaria	No data available (Click to view/edit)

Figura 7.28: Propiedades AISI 1006 Steel, cold drawn.

- ***Definición del tipo de contacto entre superficies***

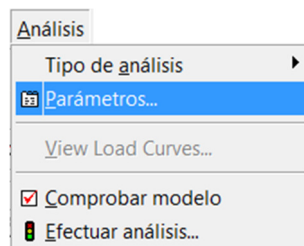
Antes de proceder al análisis del modelo, se ha de definir el tipo de unión que se da entre las superficies en contacto de dos piezas contiguas. Esto se logra dirigiéndose a la ventana vertical situada en la parte izquierda del entorno *Editor FEA*; en la parte inferior, aparece una opción denominada *Contacto*, que si se selecciona con el botón derecho del ratón, permite elegir la unión predeterminada para todo el conjunto entre varios tipos (figura 7.29). Además, existe la posibilidad de fijar la clase de asociación que se da entre dos superficies contiguas, una a una, creándose parejas de contacto.



**Figura 7.29: Definición del tipo de contacto entre superficies.**

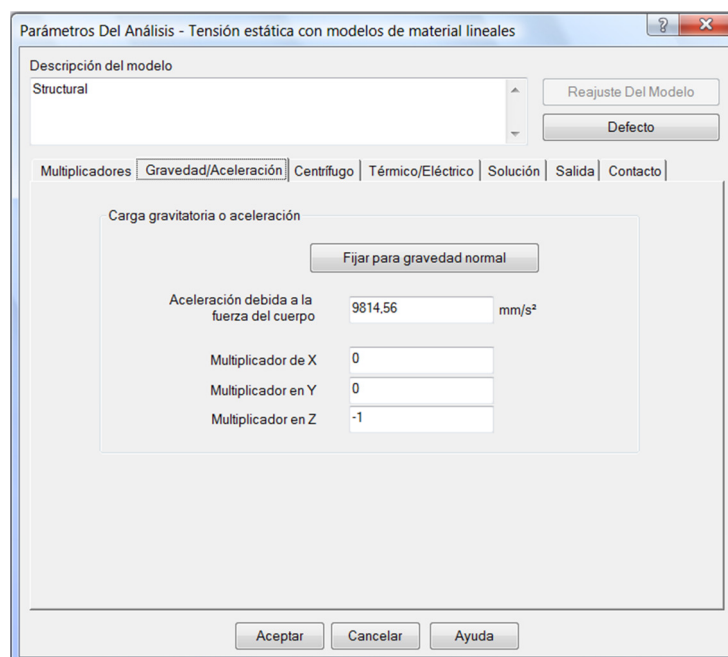
- **Parámetros del análisis**

Antes de realizar el análisis, es preciso definir los parámetros que van a regir el mismo. Esto se especifica a través de *Parámetros...*, que se encuentra en el desplegable de la pestaña *Análisis* (figura 7.30). Estos también se pueden cambiar mediante el icono *Modificar parámetros de análisis...* ubicado en la *Barra de Herramientas*.



**Figura 7.30: Parámetros del análisis.**

Se fija el valor para gravedad normal (figura 7.31), en la pestaña *Gravedad/Aceleración*, manteniendo los restantes valores como predeterminados.



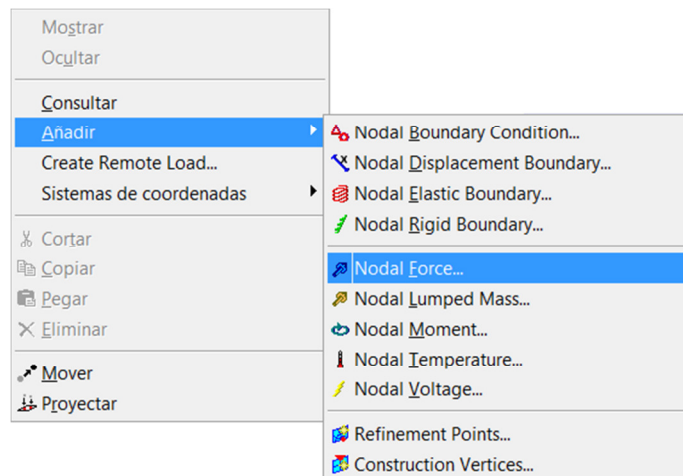
**Figura 7.31: Parámetros del análisis. Gravedad/Aceleración.**

- **Aplicación de cargas**

Antes de proceder a realizar el análisis, se ha de indicar las solicitaciones a las que va a ser sometido el modelo. Estas cargas pueden ser de tipo puntual, distribuida o de tipo superficial, de igual modo que las condiciones de contorno.

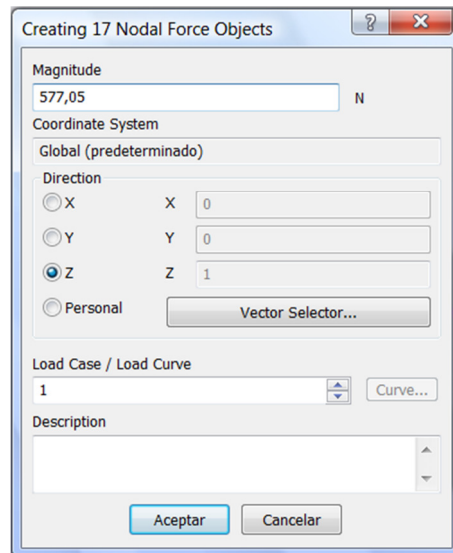
En la situación que nos concierne, el eje ha de soportar una carga distribuida en su extremo de 1000 kg en la dirección positiva del eje Z. El conjunto de los 4 ejes soportará 4000 kg aproximadamente, 3054,43 kg correspondientes a las fuerzas de carácter magnético para un entrehierro de 50mm y 939,27 kg del peso propio del prototipo.

Se ha de elegir en la *barra de herramientas*, las opciones *Point Select* y *Seleccionar Vértices*, para que el programa nos deje marcar puntos o nodos en el modelo. Una vez escogidos los puntos deseados, concretamente son los nodos que aproximadamente comprenden la anchura de la rueda neumática, se selecciona con el botón derecho del ratón en el entorno gráfico para que aparezcan las posibilidades que se exponen en la figura 7.32. Una vez en ella, se marca *Añadir* y después *Nodal Force...*



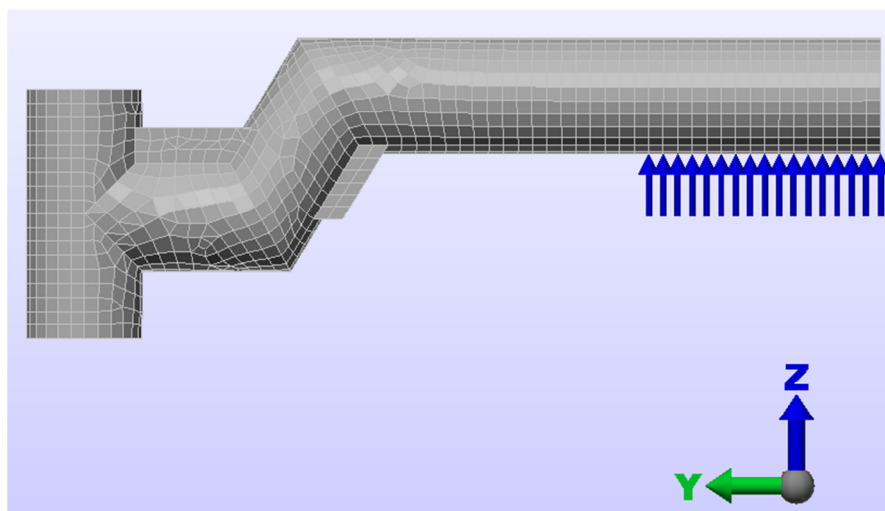
**Figura 7.32: Añadir fuerza nodal.**

Se abre un nuevo cuadro de diálogo donde se posibilita al usuario aplicar la magnitud y el sentido de la fuerza a aplicar. Se indicará en *Magnitude* 577,05 N, ya que la carga que se tiene es de 1000 kg distribuida entre 17 nodos, y en *Direction*, se selecciona Z (figura 7.33).



**Figura 7.33: Menú características de fuerza nodal.**

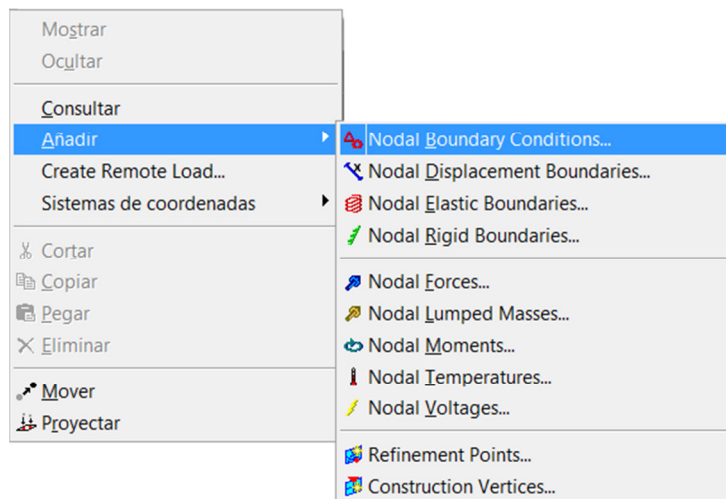
En la figura 7.34 se muestra el modelo con la carga distribuida aplicada a lo largo de los 17 nodos que comprenden aproximadamente la anchura de la rueda neumática.



**Figura 7.34: Modelo con las cargas aplicadas.**

- **Aplicación de las condiciones de contorno**

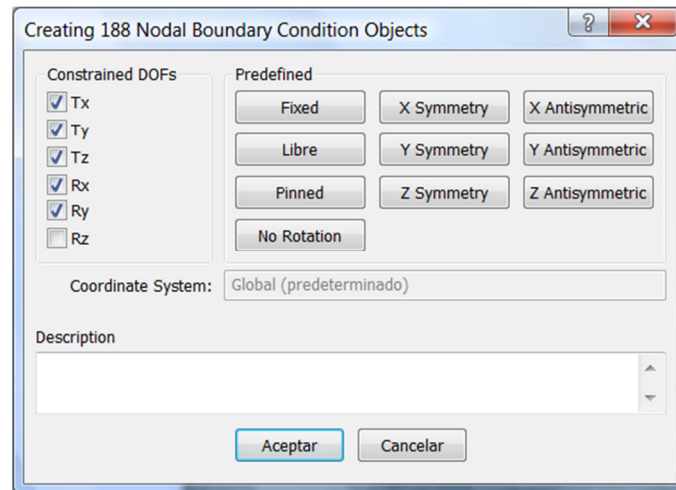
Por último, antes de proceder a la realización del análisis, hay que aplicar las condiciones de contorno que van a restringir los grados de libertad de las distintas superficies o nodos del mismo. En el caso que nos ocupa, se van a aplicar unas limitaciones de tipo nodal en las caras en las que el eje se encuentra unido al conjunto, por lo que se debe activar en primer lugar los iconos *Rectangle Select* y *Seleccionar vértices* de la *Barra de Herramientas*. Una vez escogidas, se pulsa en el entorno gráfico con el botón derecho del ratón y se elige, en el menú que aparece, la opción *Añadir* y posteriormente *Nodal Boundary Conditions* (figura 7.35).



**Figura 7.35: Añadir condiciones de contorno.**

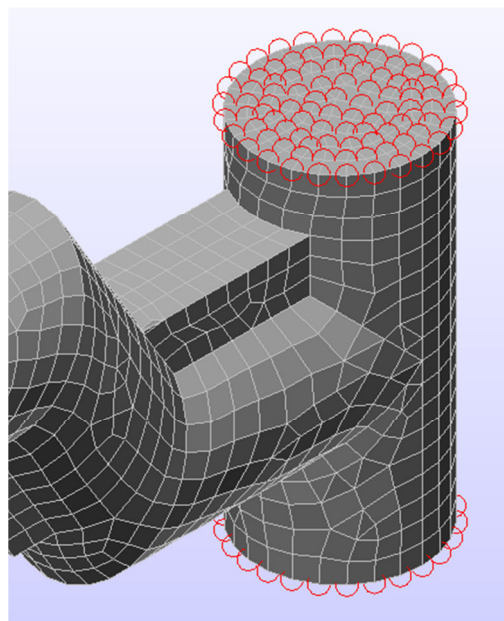
Seguidamente se abre una nueva ventana, como la representada en la figura 7.36, donde se debe indicar el tipo de movimiento que va a quedar impedido en las superficies indicadas anteriormente. En la parte izquierda de esta ventana se puede marcar uno a uno el movimiento que se quiere limitar pinchando en la casilla que se encuentra a su izquierda. Los denominados como  $T_x$ ,  $T_y$  y  $T_z$  denotan el movimiento de traslación en el eje que indica el subíndice y  $R_x$ ,  $R_y$  y  $R_z$  el de rotación. En la parte derecha, aparecen una serie de opciones que muestran tipos de restricciones predeterminadas, como son la negación de todos los grados de libertad (*Fixed*), de

ninguno de ellos (*Libre*), de los de traslación (*Pinned*) y de los de rotación (*No Rotation*).



**Figura 7.36: Menú características de las condiciones de contorno.**

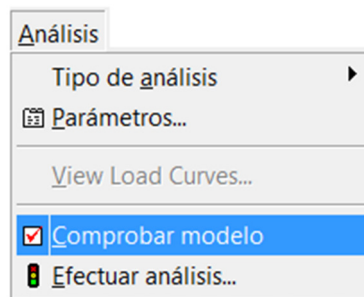
En el caso que nos ocupa, se han limitado todos los movimientos de traslación y únicamente se ha permitido el movimiento de rotación en el eje Z ( $R_z$ ), que es capaz de realizar el eje gracias al trabajo de los rodamientos instalados en cada extremo del mismo. (Ver figura 7.37).



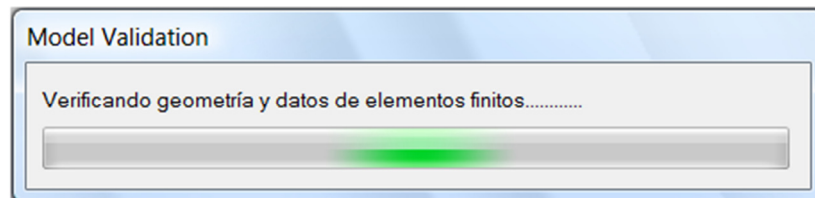
**Figura 7.37: Detalle del modelo con las condiciones de contorno aplicadas.**

- **Validación del modelo**

El último paso antes de proceder a inicial el cálculo es la comprobación del modelo, donde *Algor* vuelve a verificar la geometría y datos de elementos finitos (figura 7.39). Esto se logra accediendo a *Comprobar modelo*, en el comando *Análisis* (figura 7.38), o mediante la activación del comando del mismo nombre ubicado en la *barra de herramientas* del *Editor FEA*. Al activar la comprobación del modelo el software cambia automáticamente de pantalla gráfica, abriéndose el entorno *Resultados*.



**Figura 7.38: Comprobar modelo.**

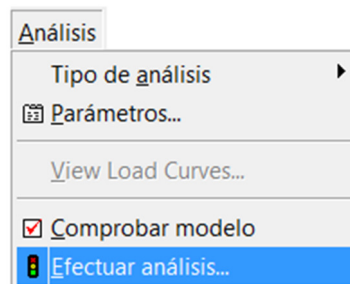


**Figura 7.39: Validación del modelo.**

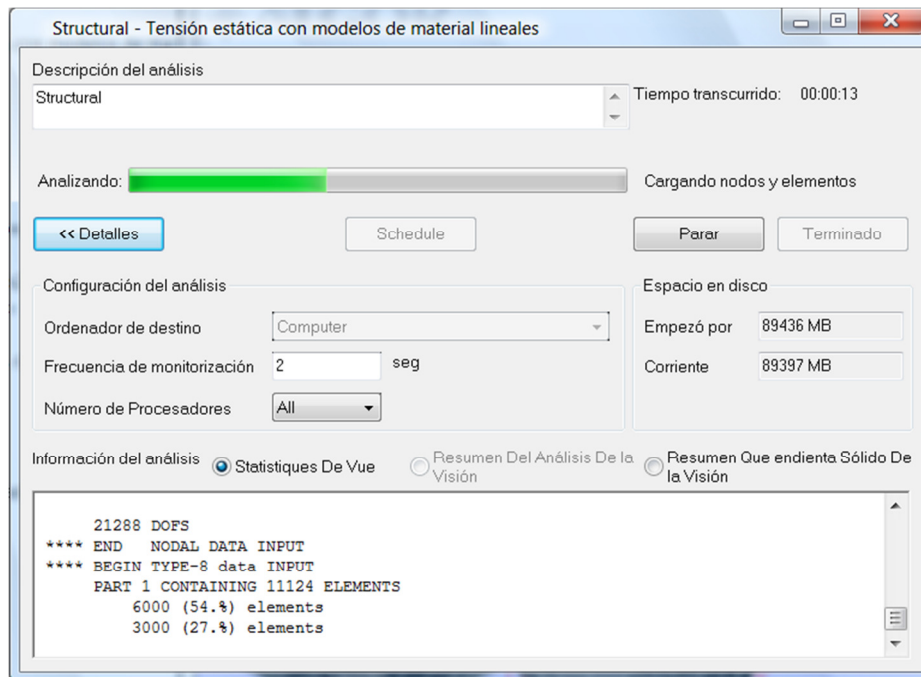


- **Cálculo del análisis**

Finalmente, seleccionando la opción *Efectuar análisis...* en la pestaña *Análisis*, se da comienzo al cálculo del modelo (figura 7.40). El módulo de cálculo (figura 7.41) carga los datos del problema, para después comenzar a computar mediante un proceso iterativo. Una vez concluido el análisis, el módulo de cálculo se cierra, dejando ver en la pantalla gráfica del entorno *Resultados* los efectos del citado análisis, mostrando en el modelo mediante un código de colores los valores determinados de tensiones.



**Figura 7.40: Efectuar análisis.**



**Figura 7.41: Módulo de cálculo.**

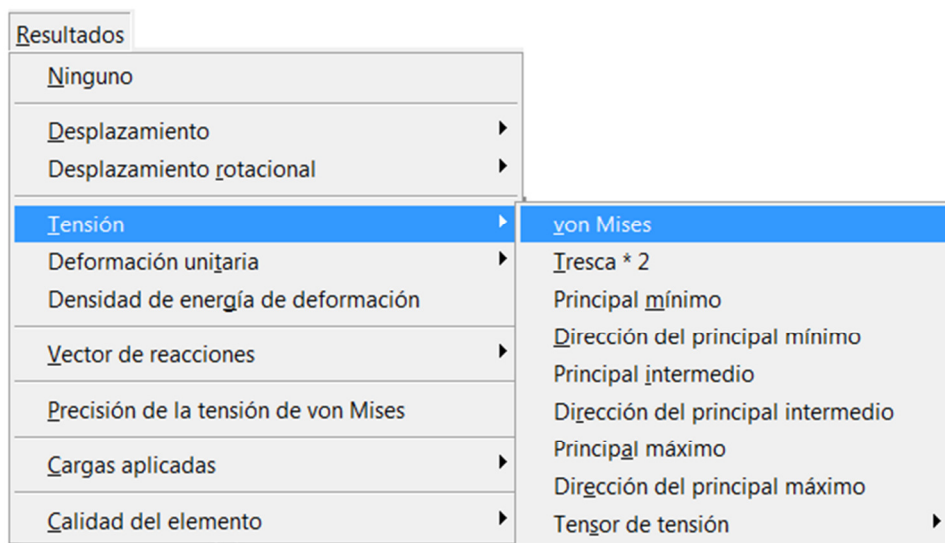
## 7.2.2. RESULTADOS

En este apartado se mostrarán los resultados de las tensiones y de los desplazamientos provocados por las condiciones impuestas en la simulación.

### 7.2.2.1. Tensiones

Los resultados de las tensiones procedentes del cálculo, se pueden visualizar directamente en la pantalla gráfica del entorno *Resultados*. Si se quiere consultar otro tipo de cálculos basta con acceder al comando *Resultados* de la *barra de menú* (figura 7.42) y una vez ahí se puede elegir el tipo de cálculo que se quiere revisar.

Si los datos a revisar están relacionados con las tensiones en el modelo, se elegirá la opción *Tensión*, y a continuación se marca el tipo de estas que se quiere ver.



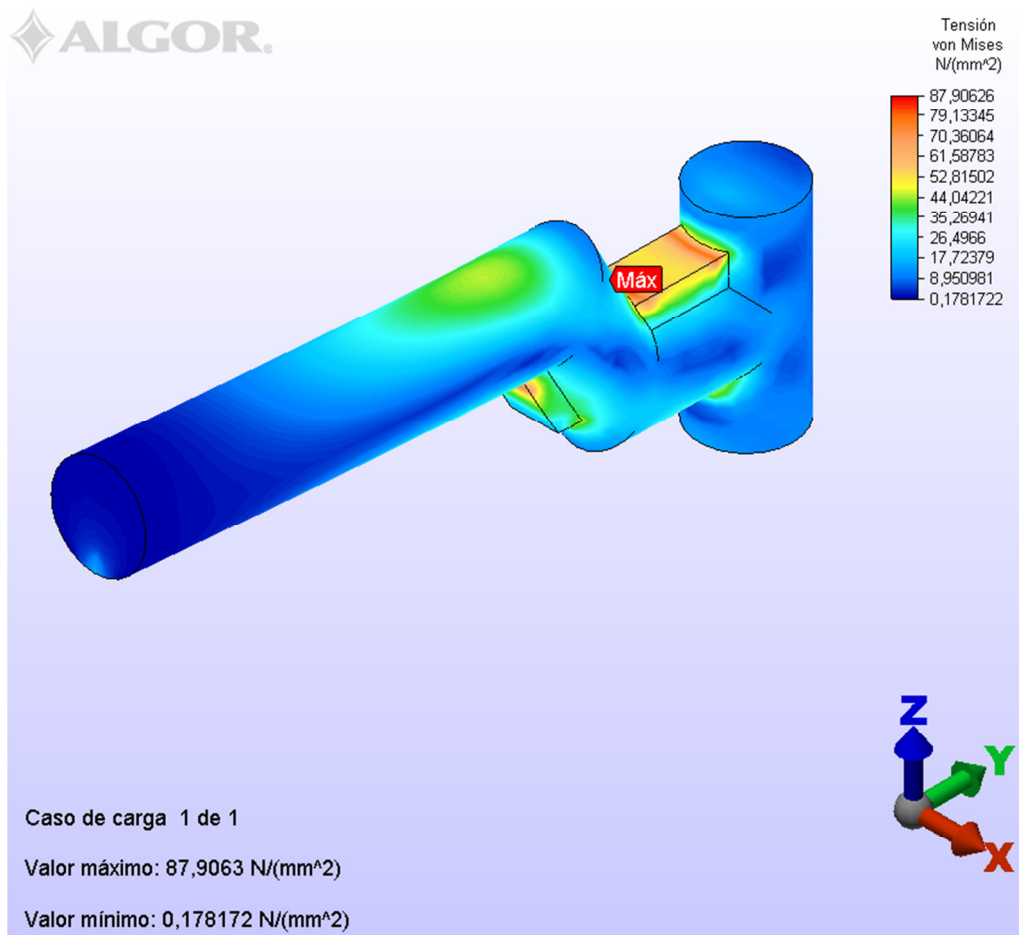
**Figura 7.42: Visualización de los resultados de tensión.**

Una vez simulado el modelo con las características específicas, se va a proceder a su estudio. La tabla 7.1 servirá para recoger la solución que *Algor* ha dado para el análisis de las tensiones en la pieza cuando se aplican las cargas estáticas según el criterio de *Von Mises*.

	Criterio de Von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	87,9063
Tensión Mínima	0,178172

**Tabla 7.1:** Tensiones máximas y mínimas del *Modelo Óptimo*.

En ella podemos destacar que la tensión máxima es de 87,90 MPa en el nodo 2038, que como era de esperar está ubicado en el tirante de refuerzo del eje, concretamente en el extremo con la zona intermedia (figura 7.43).



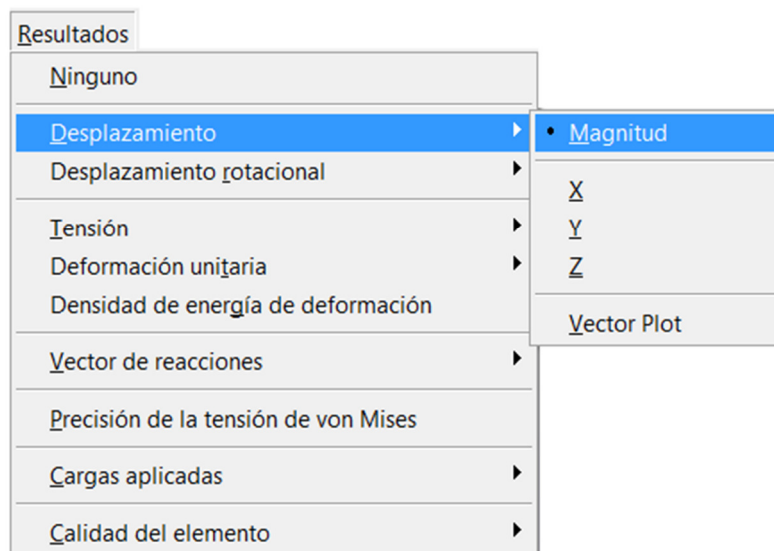
**Figura 7.43:** Distribución de tensiones en el *Modelo Óptimo*.

A nivel estático, el eje no va a romper ni a plastificar, ya que los valores de tensión obtenidos son inferiores al límite elástico del material impuesto, concretamente

este valor para el *Acero AISI 1006* es de 285 MPa, por lo que se tiene un factor de seguridad sobre este índice para el modelo estudiado de 3,24.

### 7.2.2.2. Desplazamientos

Ahora si lo que se quiere es comprobar el estado de los desplazamientos del modelo se seleccionará *Desplazamiento*, y en el menú que aparece posteriormente, se marcará la dirección deseada (figura 7.44).



**Figura 7.44: Visualización de los resultados de desplazamiento.**

La distribución de desplazamientos en el *Modelo Óptimo* debido a la carga aplicada, es la que se puede ver en la figura 7.45.

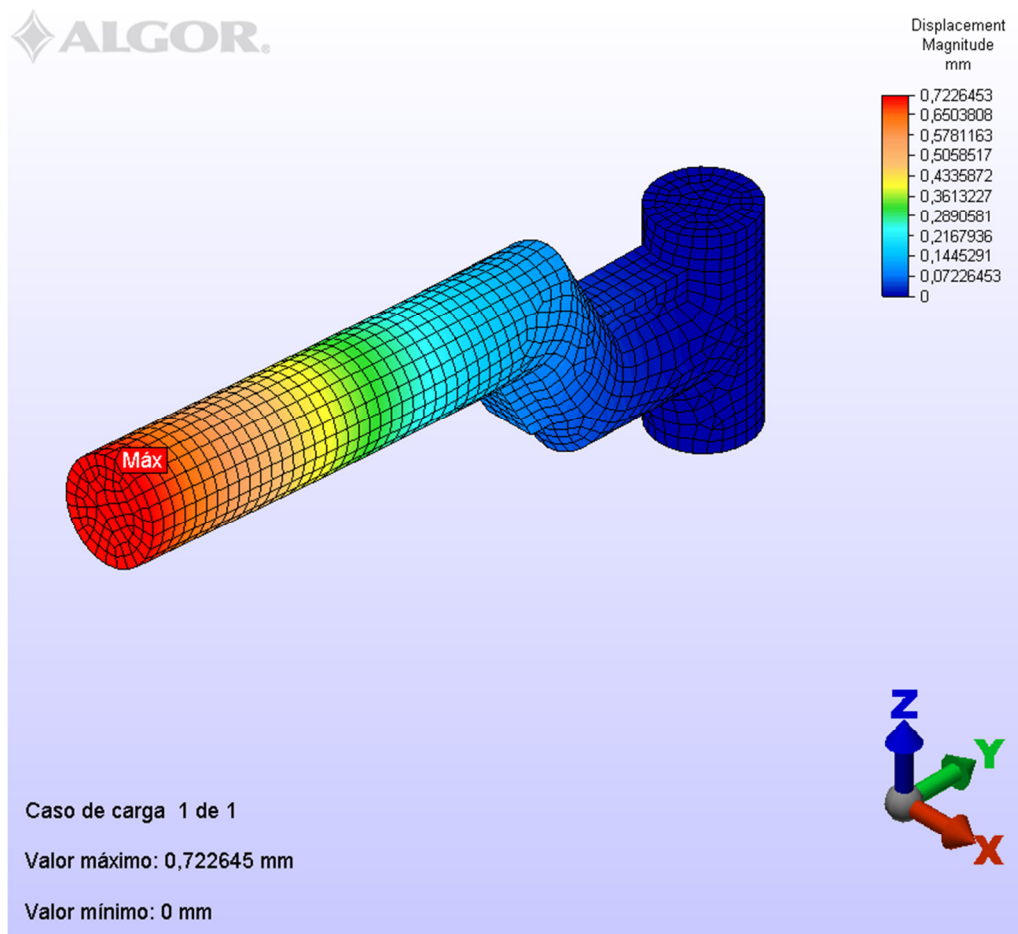


Figura 7.45: Distribución de desplazamientos en el *Modelo Óptimo*.

En ella podemos destacar que el desplazamiento máximo toma un valor absoluto de 0,72 mm en el nodo 200, que como se verá en la tabla que se adjunta a continuación, se produce en su mayoría a lo largo del sentido positivo del eje Z, coincidiendo de este modo con la dirección y sentido de aplicación de la carga.

Desplazamiento en el eje X [mm]		Desplazamiento en el eje Y [mm]		Desplazamiento en el eje Z [mm]	
Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
0,0018	-0,0017	0,1343	-0,0026	0,7112	-0,0020

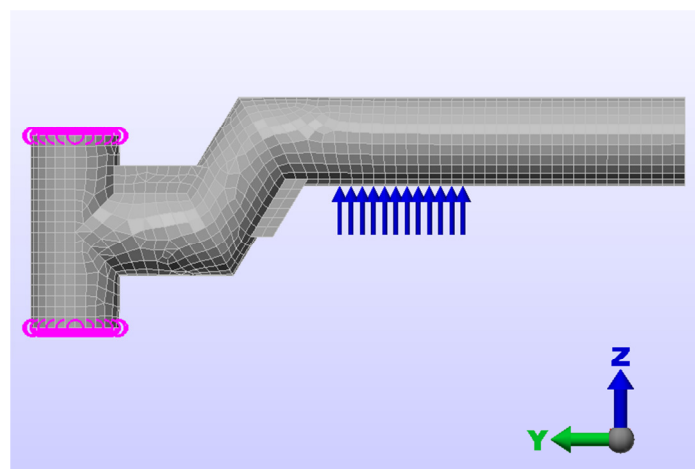
Tabla 7.2: Desplazamientos máximos y mínimos del *Modelo Óptimo*.

En la tabla 7.2 quedan recogidos los desplazamientos máximos en todas las direcciones del espacio y en ambos sentidos. Tanto los movimientos producidos en el eje X como los del eje Y pueden considerarse despreciables, ya que, para el primero son prácticamente inexistentes y para el segundo el orden de magnitud de los mismos se puede considerar inferior al registrado para el valor máximo correspondiente al eje Z.

### 7.2.2.3. Condiciones de emergencia

Una vez conocidos los resultados de tensión y desplazamiento en el eje para las condiciones de funcionamiento normal del prototipo (anchura del entrehierro de 50 mm), se ha simulado el modelo adoptando las condiciones de emergencia. Esto significa, suponer un fallo en la rueda neumática que provoque la acción de la rueda auxiliar, disminuyendo de ese modo la anchura del entrehierro. Teniendo en cuenta, la distancia entre las superficies de rodadura de ambas ruedas y que la acción de la carga produce una deformación en el neumático (radio bajo carga). Se estima que la rueda auxiliar, y por tanto el eje, soporta una carga para valores de entrehierro de 40 mm.

En la nueva situación, el eje ha de soportar una carga distribuida en su sección media de 1250 kg en la dirección positiva del eje Z (figura 7.46). El conjunto de los 4 ejes soportará ahora 5000 kg aproximadamente, 3991,34 kg correspondientes a las fuerzas de carácter magnético para un entrehierro de 40mm y 939,27 kg del peso propio del prototipo.

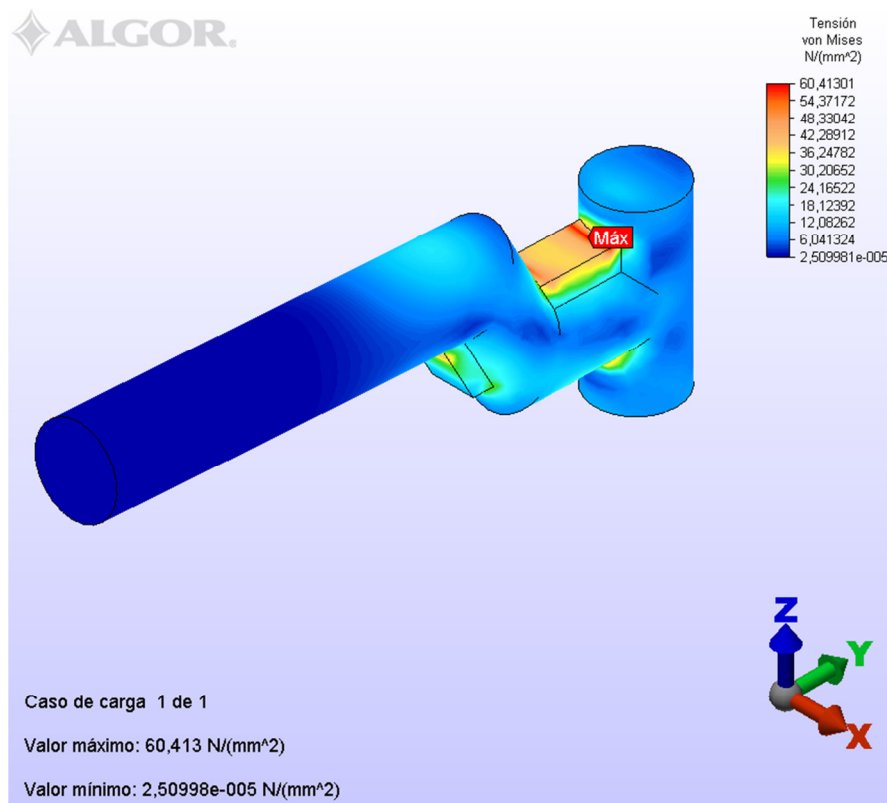


**Figura 7.46: Modelo con las nuevas cargas aplicadas.**

Una vez analizada esta nueva situación, la mayor tensión disminuye en este caso a 60,41 MPa (tabla 7.3) y de nuevo vuelve a producirse en el tirante de refuerzo del eje (nodo 2048). La distribución de tensiones es la que se muestra en la figura 7.47.

	Criterio de Von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Tensión Máxima</b>	60,41
<b>Tensión Mínima</b>	0,00002

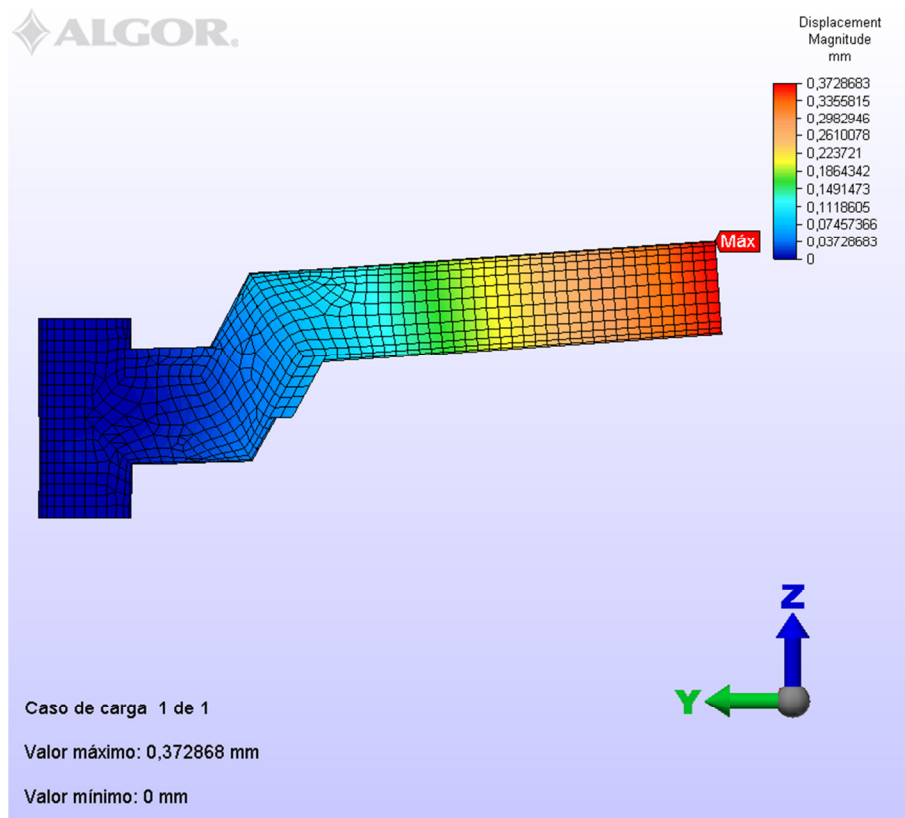
**Tabla 7.3: Tensiones máximas y mínimas en el eje actuando la rueda de emergencia.**



**Figura 7.47: Distribución de tensiones en el eje actuando la rueda de emergencia.**

Esta situación da lugar a una disminución de los valores de tensión máxima. Esto es debido al cambio en la zona de aplicación de la carga siendo más favorable estructuralmente. El factor de seguridad respecto al límite elástico se eleva hasta el valor de 4,72.

La distribución de desplazamientos para el conjunto es la que se puede apreciar en la figura 7.48. En ella, podemos destacar que el valor máximo se produce en la parte superior del borde del eje más alejado de la zona de unión de este con el conjunto, alcanzando 0,38 mm en el nodo 200.



**Figura 7.48: Distribución de desplazamientos en el eje actuando la rueda de emergencia.**

De igual forma que sucede con los valores de tensión máxima, los resultados de desplazamiento obtenidos son inferiores a los del caso anterior, donde este tomaba el valor de 0,72. Pero los movimientos en los ejes se distribuyen de forma idéntica en ambos casos, ya que en los ejes X e Y estos pueden considerarse despreciables porque su orden de magnitud es inferior al del valor máximo. Este, evidentemente se da en la dirección positiva del eje Z, donde alcanza un valor de 0,37. (Ver tabla 7.4).





Desplazamiento en el eje X [mm]		Desplazamiento en el eje Y [mm]		Desplazamiento en el eje Z [mm]	
Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
0,0013	-0,0013	0,0721	-0,0020	0,3660	-0,0016

**Tabla 7.4: Desplazamientos máximos y mínimos en el eje actuando la rueda de emergencia.**

#### **7.2.2.4. Análisis de resultados**

A la vista de los resultados de tensión obtenidos, tanto para el caso de funcionamiento normal del deslizador del MLSIP como en condiciones de emergencia, el modelo previsiblemente va a soportar las cargas asignadas y no va a llegar a plastificar. Manteniendo un coeficiente de seguridad respecto al límite elástico superior a 3.

Los resultados en cuanto a desplazamientos muestran unos valores admisibles para ambos casos, no superando en ninguno de ellos el valor de 1 mm.

Por tanto, el diseño del eje nombrado como *modelo óptimo* es considerado válido y será incluido en el estudio siguiente correspondiente al análisis estático del prototipo.



### **7.3 ANÁLISIS ESTÁTICO DEL PROTOTIPO**

Una vez finalizado el estudio geométrico para establecer el diseño óptimo de los ejes donde irán acopladas las ruedas neumáticas y las ruedas auxiliares del prototipo. Se procede a realizar el análisis estático del prototipo.

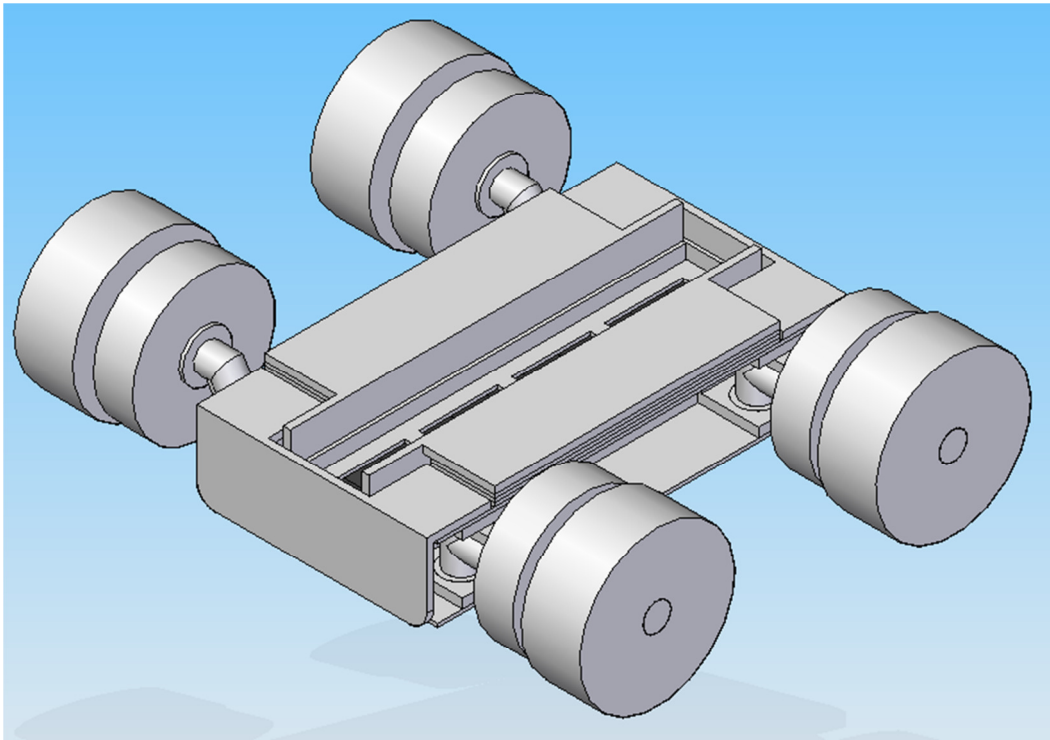
El objetivo del presente análisis es el de extraer conclusiones sobre el comportamiento del conjunto del deslizador del motor lineal síncrono de imanes permanentes así como de las partes que lo conforman.

Para ello, es necesario presuponer las condiciones de contorno y las cargas actuantes sobre el modelo a analizar con la intención de obtener resultados que puedan considerarse fieles a condiciones próximas a la realidad.

En este apartado se explica el procedimiento general que se ha seguido para realizar el estudio del modelo, desde que lo importamos desde el software de diseño asistido por computador (CAD), *Solid Edge*, hasta la obtención de los resultados deseados con el programa de análisis mediante elementos finitos (FEM) *Algor*.

### 7.3.1. MODELO EN ALGOR

La figura 7.49 muestra el modelo del prototipo simplificado, diseñado para realizar el análisis estático.



**Figura 7.49: Prototipo simplificado.**

Una vez modeladas y correctamente ensambladas las distintas piezas que componen el conjunto mediante *Solid Edge*, se puede importar directamente el modelo desde el citado software de diseño, al programa de análisis *Algor*, si ambos se encuentran instalados en el mismo ordenador. Para ello, hay que dirigirse en *Solid Edge* a la *Ficha* denominada *ALGOR* y se pulsa el icono *Algor Mesh*.

Posteriormente, se abre la ventana inicial de *Algor* donde en la *Barra de Estado* del citado software, situada en la parte inferior, se puede ver el proceso de transmisión de información. Al cargarse la totalidad de los datos, se abre el *Editor FEA* de *Algor* con el modelo deseado preparado para determinar sus características.



A continuación definimos el tipo de análisis a efectuar. Se aplica un estudio *No Lineal*, específicamente el de *Tensión estática con modelos de materiales no lineales*. La elección de este tipo de análisis en detrimento del *Análisis Lineal* se debe a que los datos obtenidos para esta simulación concuerdan más con la realidad, ya que, se considera que los materiales pueden llegar a zona plástica si se aplican cargas muy elevadas.

El análisis no lineal de tensiones produce unos resultados más precisos que el lineal en los casos en que haya cargas en zonas concentradas, haya pequeñas características (radios de acuerdo pequeños), o existan condiciones de contorno que actúan sobre pequeñas regiones.

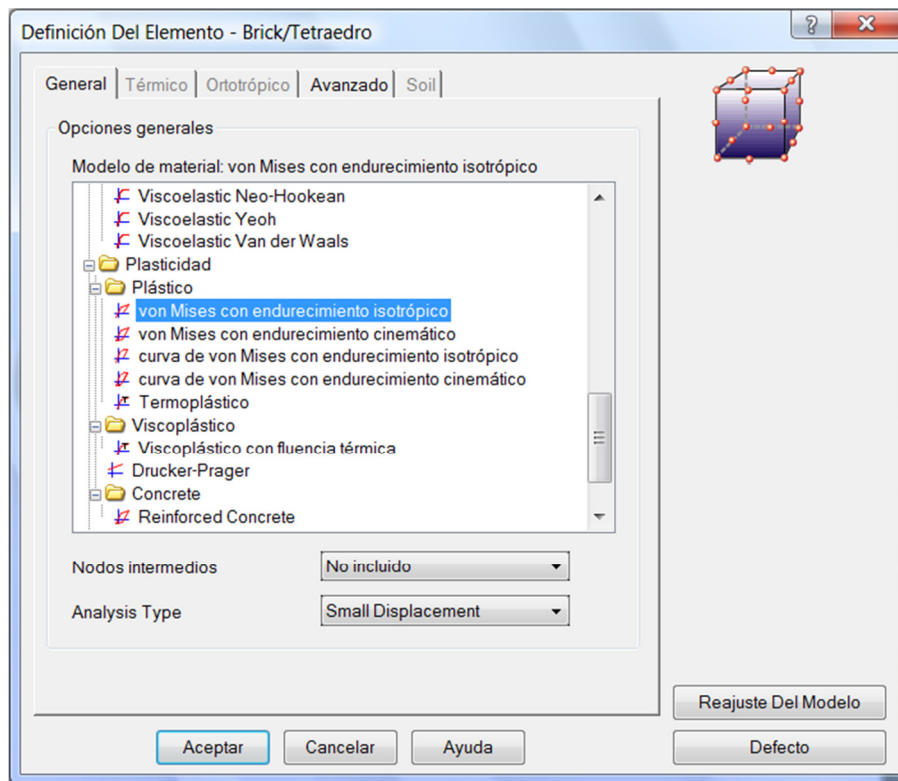
Esto es porque el análisis de tensiones estáticas lineales solamente produce esfuerzos basados en la forma inicial del objeto, mientras que el análisis no lineal determina las tensiones basándose en la deformada bajo carga.

Determinada ya la clase de análisis a realizar, se procede a definir las características asociadas al modelo.

Del mismo modo que para el análisis estático de ejes, el tipo de elemento seleccionado para el análisis estático del prototipo es el elemento *Brick*. Esta elección se establece debido a la tridimensionalidad del modelo y al comportamiento sólido del mismo.

Todas las piezas que componen el modelo tienen asignado el tipo de elemento *Brick* a excepción de las 4 ruedas neumáticas. Debido al tipo de análisis seleccionado y a la naturaleza del problema, las restricciones de movimiento serán impuestas en la zona de rodadura de las ruedas. El tipo de elemento asignado a las ruedas neumáticas es el elemento *Cinemático 3D*. Esto supone que las ruedas se mantendrán fijas sin sufrir esfuerzos y no afectarán a los datos obtenidos del análisis estático.

Tras seleccionar el tipo de elemento hay que definir sus características, como el análisis a efectuar es no lineal, se elige un modelo de material plástico, concretamente se opta por el criterio de Von Mises con endurecimiento isotrópico (figura 7.50). No se tendrán en cuenta los nodos intermedios, se considerará la compatibilidad de la malla y se trabajará bajo la hipótesis de pequeños desplazamientos. Para el resto de parámetros se mantienen las opciones que vienen seleccionadas en el programa por defecto.

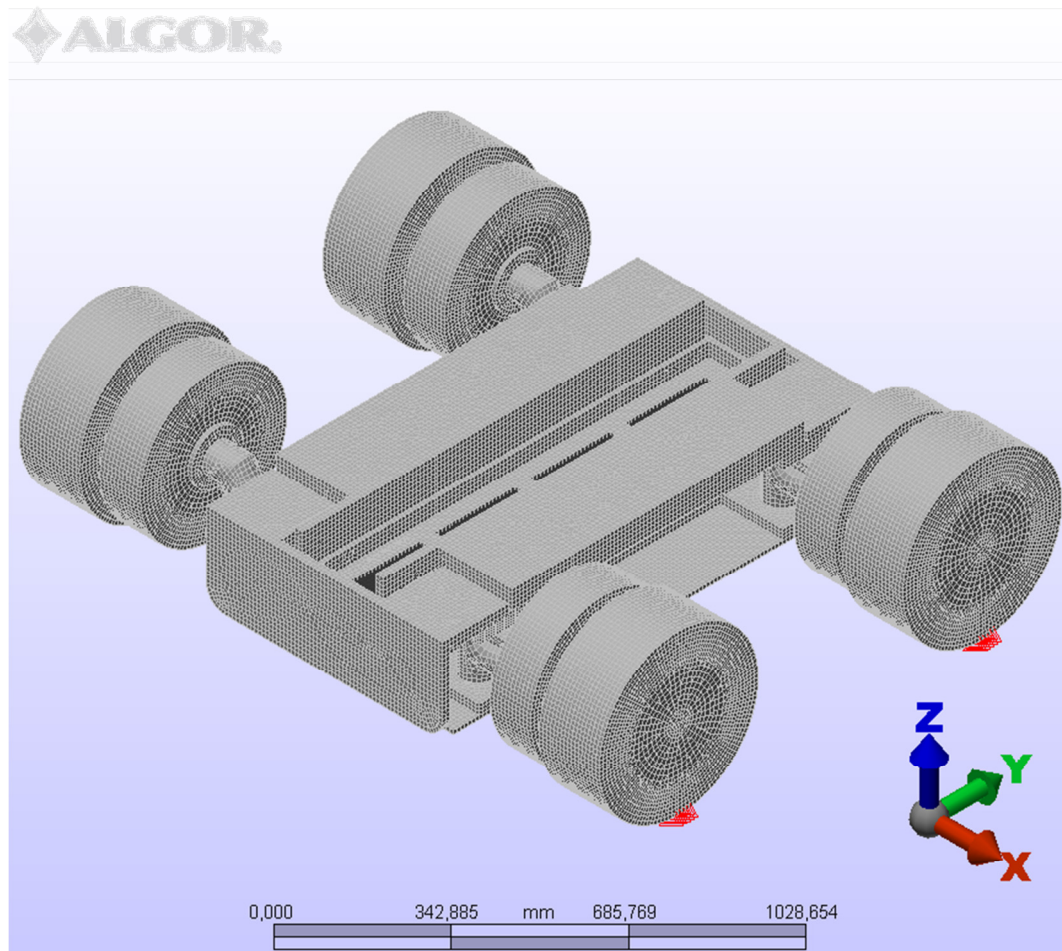


**Figura 7.50: Opciones generales del modelo de material.**

Una vez definidas las propiedades del tipo de elemento, se procede a realizar el mallado del modelo. La exactitud del análisis y la fiabilidad de los datos obtenidos dependen del tipo de mallado.

Buscando un compromiso entre la capacidad del equipo y la precisión de los resultados obtenidos, se realiza un mallado con un tamaño absoluto de malla definido de 10 mm para todo el conjunto. No siendo necesario el refinamiento en ninguna de las piezas.

Una vez realizada la discretización del modelo, se obtiene el siguiente resultado (figura 7.51).



**Figura 7.51: Mallado del prototipo.**

El modelo se discretizó formando 426270 elementos. En la tabla 7.5 se muestran los resultados de mallado del modelo.

	Parts	Elements
<b>Solid mesh's surface</b>	53	162806
<b>Solid</b>	53	426270

**Tabla 7.5: Resultados de mallado del prototipo.**

Una vez realizado el mallado del *prototipo simplificado*, el siguiente paso es asignar a cada una de las piezas que forman el conjunto el material del que están compuestas. Se dan la circunstancia de que tanto el material de la aleación de los imanes como el material de las ruedas no se encuentran disponibles en la biblioteca proporcionada por *Algor*. Pese a que el programa ofrece la posibilidad de crear un nuevo material, definiendo el usuario sus propiedades, se ha optado para ambos casos asignar el material que más se aproxime a las características de éstos.

Para los imanes permanentes que irán montados sobre el deslizador se empleará el hierro denominado *Iron, Gray Cast ASTM A-48 Grade 60* (figura 7.52).

Iron, Gray Cast ASTM A-48 Grade 60	
Identificación Material	
En Archivo De la Biblioteca:	C:\Program Files\ALGOR\23.01\matli
El Último De la Fecha Se puso al día:	30/09/2004
Descripción	None
Fuente material	Materials Handbook: a concise deskto
URL fuente	None
Modelo de material	Estándar
Sistema de unidades	Inglés (in)
Propiedades generales	
Densidad de masa (lb*s <sup>2</sup> /in <sup>3</sup> )	0.000692
Amortiguamiento (s)	0
Propiedades elásticas	
Módulo elástico (lb/in <sup>2</sup> )	22000000
Coefficiente de Poisson	0.341
Módulo elástico a cortante (lb/in <sup>2</sup> )	8200000
Coefficiente de dilatación térmica (1/°F)	0.00000722
Propiedades térmicas	
Conductividad térmica (in*lb/(s*in*°F))	6
Calor específico (in*lb/(lb*s <sup>2</sup> /in*°F))	0
Propiedades eléctricas	
Conductividad eléctrica (A/(V*in))	0
Constante dieléctrica	0
Propiedades plásticas	
Límite elástico (lb/in <sup>2</sup> )	62500
Módulo de rigidización por deformación (lb/in <sup>2</sup> )	0
Resistencia límite (lb/in <sup>2</sup> )	88500
Elongación a 5 cm (%)	0.5
Datos de tensión frente a deformación unitaria	No data available (Click to view/edit)

**Figura 7.52: Propiedades Iron, Gray Cast ASTM A-48 Grade 60.**



Para las piezas que forman toda la estructura del prototipo como son el perfil cuna, los perfiles frontales en U, el perfil superior C, las pletinas, el perfil en L frontal, los perfiles en U laterales, las chapas laterales, los rodamientos y los ejes, se les asigna el acero *AISI 1006 Steel, cold drawn* cuyas propiedades se representan en la figura 7.53.

AISI 1006 Steel, cold drawn	
Identificación Material	
En Archivo De la Biblioteca:	C:\Program Files\ALGOR\23.01\matli
El Último De la Fecha Se puso al día:	28/10/2004
Descripción	None
Fuente material	MatWeb
URL fuente	http://www.algor.com/software_servic
Modelo de material	Estándar
Sistema de unidades	Métrico mks (SI)
Propiedades generales	
Densidad de masa (kg/m³)	7872
Amortiguamiento (s)	0
Propiedades elásticas	
Módulo elástico (N/m²)	205000000000
Coficiente de Poisson	0,29
Módulo elástico a cortante (N/m²)	80000000000
Coficiente de dilatación térmica (1/°C)	0,0000126
Propiedades térmicas	
Conductividad térmica (J/(s*m**C))	0
Calor específico (J/(kg**C))	481
Propiedades eléctricas	
Conductividad eléctrica (A/(V*m))	5747126
Constante dieléctrica	0
Propiedades plásticas	
Límite elástico (N/m²)	285000000
Módulo de rigidización por deformación (N/m²)	0
Resistencia límite (N/m²)	330000000
Elongación a 5 cm (%)	20
Datos de tensión frente a deformación unitaria	No data available (Click to view/edit)

Figura 7.53: Propiedades AISI 1006 Steel, cold drawn.

Por último, se asigna el material correspondiente a las ruedas principales y a las ruedas auxiliares o de seguridad. El material seleccionado es el *Plastic-Polycarbonate*. En la figura 7.54 quedan reflejadas las propiedades del material.



Plastic- Polycarbonate (Molded)	
Identificación Material	
En Archivo De la Biblioteca:	C:\Program Files\ALGOR\23.01\matl
El Último De la Fecha Se puso al día:	30/09/2004
Descripción	None
Fuente material	Plastics Design Handbook 2001, Don
URL fuente	None
Modelo de material	Estándar
Sistema de unidades	Inglés (in)
Propiedades generales	
Densidad de masa (lb*s <sup>2</sup> /in <sup>3</sup> )	0.00012293
Amortiguamiento (s)	0
Propiedades elásticas	
Módulo elástico (lb/in <sup>2</sup> )	345000
Coefficiente de Poisson	0.37
Módulo elástico a cortante (lb/in <sup>2</sup> )	113888
Coefficiente de dilatación térmica (1/°F)	0.0000389
Propiedades térmicas	
Conductividad térmica (in*lb/(s*in*°F))	0.0250412
Calor específico (in*lb/(lb*s <sup>2</sup> /in*°F))	0
Propiedades eléctricas	
Conductividad eléctrica (A/(V*in))	2.54E-16
Constante dieléctrica	2.28
Propiedades plásticas	
Límite elástico (lb/in <sup>2</sup> )	8995
Módulo de rigidización por deformación (lb/in <sup>2</sup> )	0
Resistencia límite (lb/in <sup>2</sup> )	9000
Elongación a 5 cm (%)	75
Datos de tensión frente a deformación unitaria	No data available (Click to view/edit)

Figura 7.54: Propiedades *Plastic-Polycarbonate (Molded)*.

Una vez completado el mallado del modelo los contactos entre las superficies de las distintas piezas son generados automáticamente. El programa *Algor* establece como contacto predeterminado el *Pegado*. Esta simplificación, se utilizará tanto para las superficies que en la realidad van a ser soldadas, como para las superficies entre las que existe rozamiento, ya que, la diferencia en los resultados obtenidos con esta simplificación y con las condiciones reales pueden considerarse despreciables. Con este método se consigue disminuir el coste computacional del proceso de cálculo.

Ahora se definen los parámetros del análisis a realizar. Se marca una duración del evento de 1 segundo, que va a ser analizado en 20 pasos. Para el análisis se va a tener en cuenta el efecto de la gravedad. Para el resto de características mantenemos la configuración que el programa lleva asignada por defecto (figura 7.55 y figura 7.56).

Parámetros Del Análisis - Tensión estática con modelos de material no lineales

Descripción del modelo  
Static Stress with NLM

Evento  
☒ Duración 1 s Pasos por segundo 20 1/s  
☐ Número de pasos temporales 20 Tamaño inicial del paso temporal 0,05 s

Curvas de carga | Gravedad/Aceleración | Térmico/Eléctrico | Salida

Selector de la curva de la carga  
1

Añadir curva de carga...  
 Añadir siguiente curva de carga...  
 Importar curva de carga...  
 Curva de la carga de la cancelación

Datos para curva de carga seleccionada  
 1 Descripción Load Curve  
☒ Tiempo ☐ Lookup Value  
 Lookup Value Define/Edit Lookup Values...  
 Condition

Indice	Tiempo	Multiplicado
1	0	0
2	1	1

Add Column Delete Column

Añadir fila  
 Eliminar fila  
 Ordenar  
 Ver gráfica...

Aceptar Apply Cancelar Ayuda Avanzado

Figura 7.55: Parámetros del análisis. Curvas de carga.

Parámetros Del Análisis - Tensión estática con modelos de material no lineales

Descripción del modelo  
Static Stress with NLM

Evento  
☒ Duración 1 s Pasos por segundo 20 1/s  
☐ Número de pasos temporales 20 Tamaño inicial del paso temporal 0,05 s

Curvas de carga | Gravedad/Aceleración | Térmico/Eléctrico | Salida

Carga gravitatoria o aceleración

Fijar para gravedad normal

Aceleración debida a la fuerza del cuerpo 9814.56 mm/s<sup>2</sup>  
 Multiplicador de X 0  
 Multiplicador en Y 0  
 Multiplicador en Z -1  
 Número de curva de carga para la carga gravitatoria 1

Aceptar Apply Cancelar Ayuda Avanzado

Figura 7.56: Parámetros del análisis. Gravedad/Aceleración.

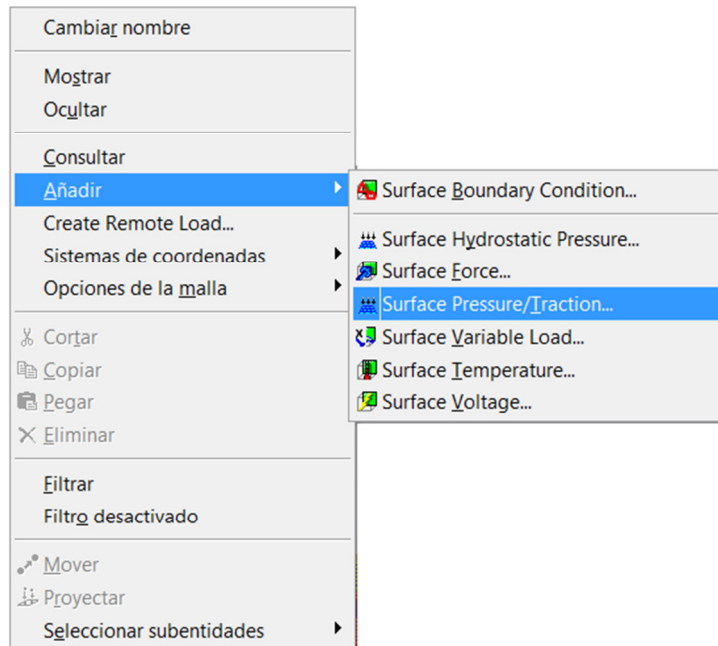
Llegado este punto, es el momento de indicar las cargas a las que va ser sometido el modelo. Para simular la fuerza de atracción máxima y la fuerza de empuje máxima de los imanes permanentes hacia el estator, se han convertido los valores calculados de fuerza en el análisis electromagnético (capítulo 5) a valores de presión.

Estos valores de presión se distribuyen uniformemente sobre la superficie inferior de cada imán permanente ( $0,22 \text{ m}^2$ ). En la tabla 7.6 se pueden consultar los datos correspondientes a las solicitudes impuestas para el análisis estático del prototipo.

Imán	Fuerza de empuje [N]	Fuerza de atracción [N]	Presión de empuje [MPa]	Presión de atracción [MPa]
1	276,16	2589,55	0,014	0,129
2	1257,93	903,05	0,063	0,045
3	343,12	5403,32	0,017	0,270
4	1463,56	982,43	0,013	0,049
5	265,44	4668,08	0,075	0,233
6	1498,11	1202,43	0,014	0,060
7	284,68	4624,77	0,073	0,231
8	1469,10	1002,09	0,014	0,050
9	254,79	5155,50	0,013	0,257
10	1263,02	900,95	0,063	0,045
11	230,38	2531,80	0,012	0,127
<b>TOTAL</b>	<b>8606,36</b>	<b>29964,03</b>	<b>0,430</b>	<b>1,498</b>

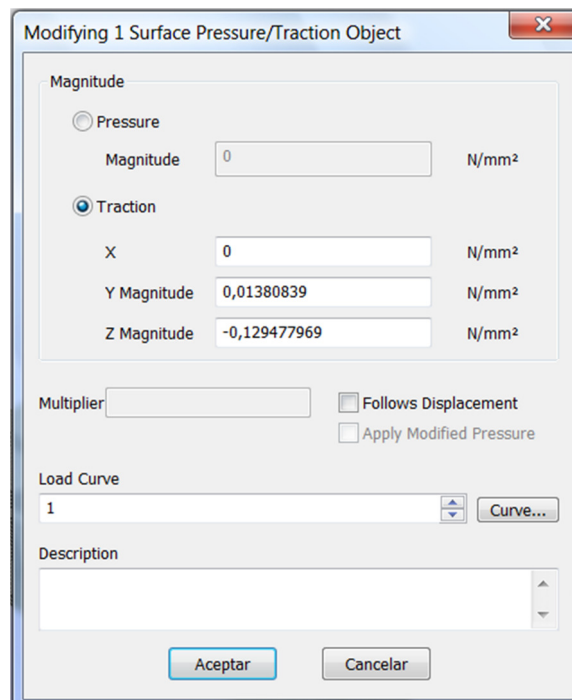
**Tabla 7.6: Fuerzas y presiones de atracción y empuje pertenecientes a cada uno de los imanes permanentes para un entrehierro de 50 mm.**

Para asignar estos valores, se seleccionan en primer lugar los iconos *Point Select* y *Seleccionar vértices* de la *Barra de Herramientas*, para que el programa nos permita seleccionar las superficies deseadas. Una vez marcadas, se pulsa con el botón derecho del ratón en la ventana gráfica y en el menú desplegable que aparece, se opta por *Surface Pressure/ Tracción* ubicado en *Añadir*. Figura 7.57.



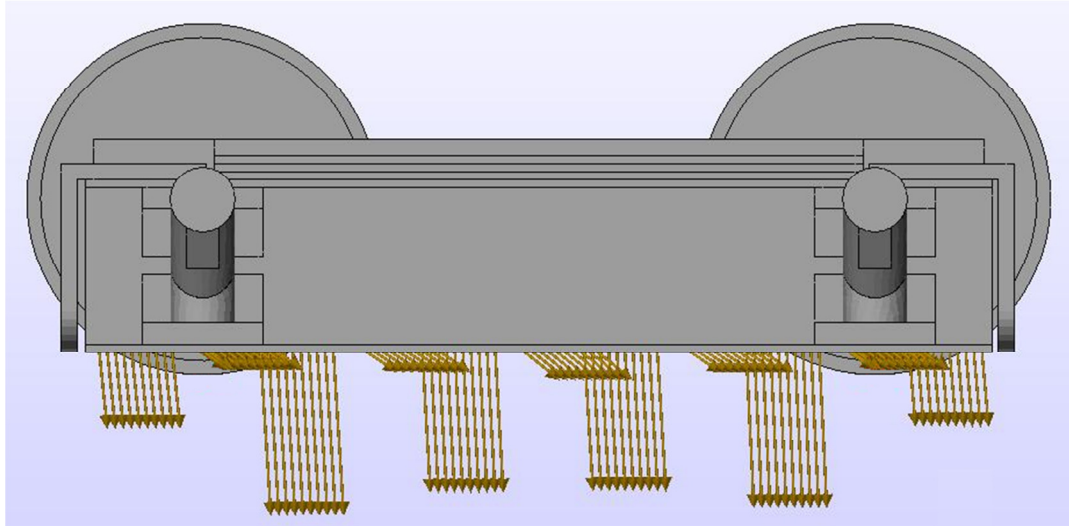
**Figura 7.57: Añadir presión superficial.**

Una vez seguidos los pasos anteriores, se abre una nueva ventana donde se ha de indicar la magnitud y la dirección de la presión calculada. La figura 7.58 muestra los valores correspondientes al imán número 1.



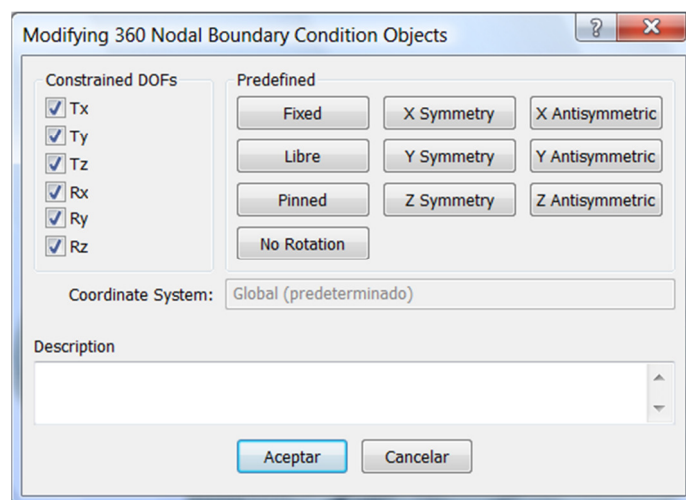
**Figura 7.58: Menú características de presión.**

Una vez impuestas todas las cargas correspondientes a todos los imanes permanentes, éstas quedan representadas en el modelo (figura 7.59).



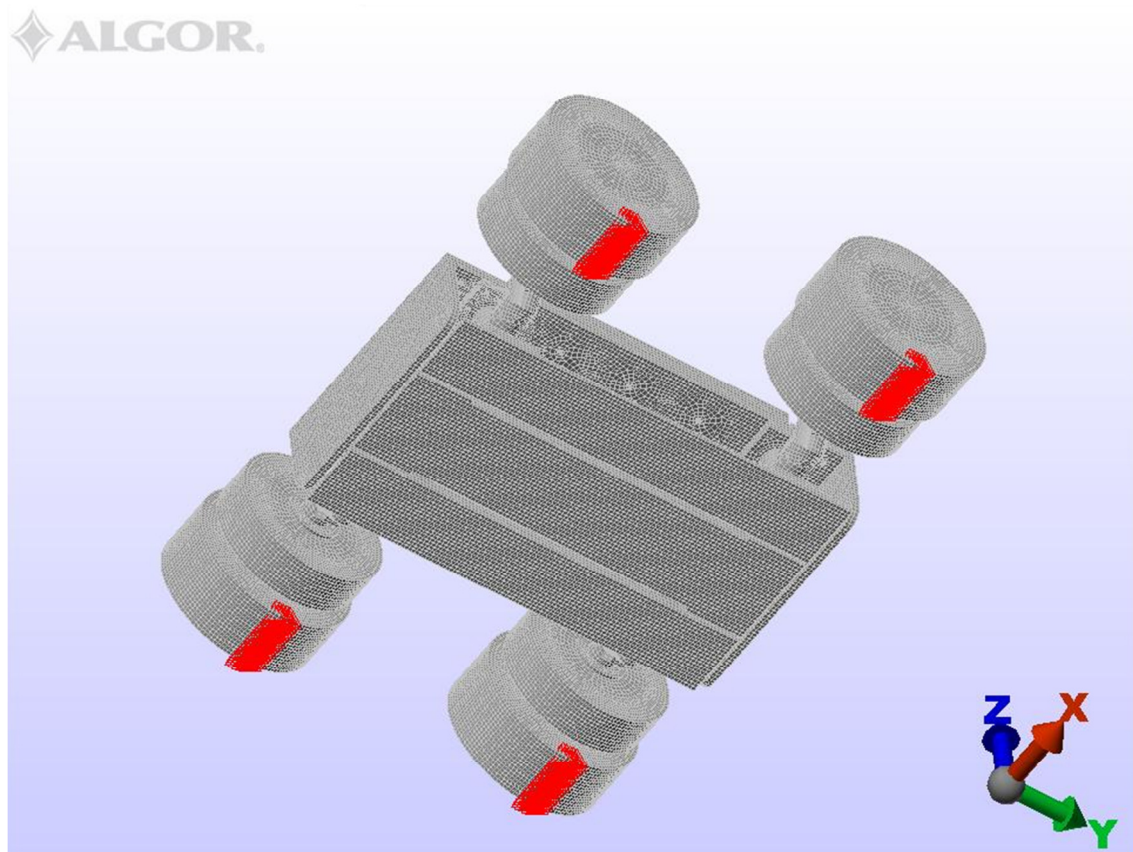
**Figura 7.59: Prototipo con las cargas aplicadas.**

Una vez definidas las cargas del prototipo se procederá a restringir el modelo. Teniendo en cuenta el tipo de análisis y la naturaleza del problema, las restricciones serán impuestas en la zona de rodadura de las ruedas. Se ha optado por una restricción total de movimiento y rotaciones (*fixed*). (Ver figura 7.60).



**Figura 7.60: Menú características de las condiciones de contorno.**

Observando la figura 7.61, se pueden apreciar el conjunto de nodos fijados que representan la superficie de rodadura que se formaría en la realidad.



**Figura 7.61: Prototipo con las condiciones de contorno aplicadas.**

Finalmente se procede a realizar la comprobación del modelo y una vez validado se efectúa el análisis. En el apartado siguiente, se realiza el análisis de resultados estudiando los datos obtenidos y reflejando los valores de tensión y desplazamientos a tener en cuenta.

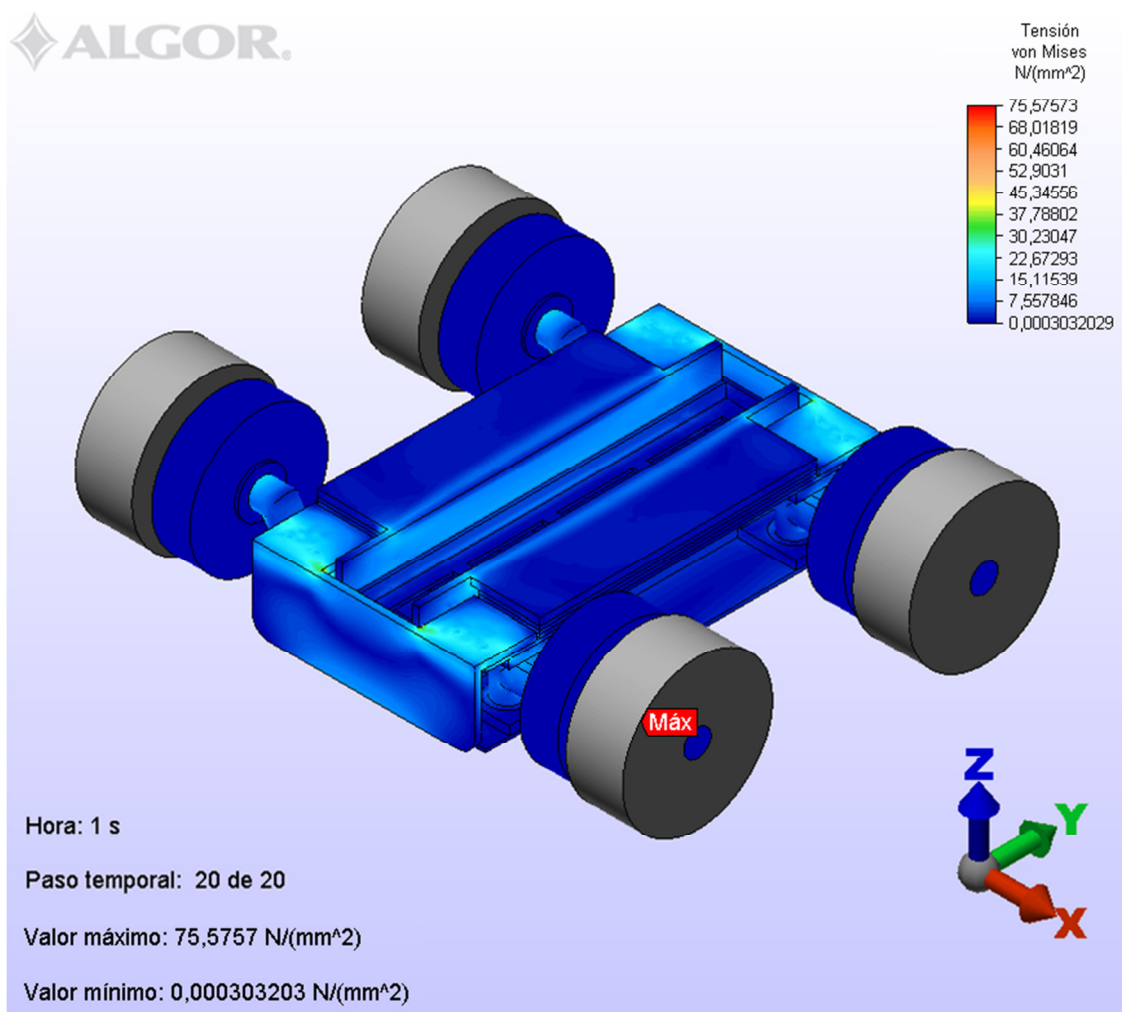


### 7.3.2. RESULTADOS

En este apartado se mostrarán los resultados de las tensiones y de los desplazamientos provocados por las condiciones impuestas en la simulación del deslizador del MLSIP.

#### 7.3.2.1. Tensiones

Para las condiciones de atracción máxima y empuje máximo correspondientes a un entrehierro de 50 mm, los valores de tensión del prototipo completo aparecen en la tabla 7.7.



**Figura 7.62: Distribución de tensiones en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**



	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	75,57
Tensión Mínima	0,0003

**Tabla 7.7: Tensiones máximas y mínimas en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**

En la figura 7.62 está representado el reparto de tensiones de todo el conjunto según el criterio de *Von Mises*. La tensión máxima está situada en uno de los ejes de acero, en el espacio comprendido entre la rueda auxiliar y la rueda neumática. El eje es el trasero derecho teniendo en cuenta el sentido de avance del deslizador.

El valor obtenido es de 75,57 MPa y se registra en el nodo 42417, siendo la tensión máxima a la que se encuentra sometido el prototipo. Este dato indica que el conjunto del prototipo sometido a las cargas estáticas para un funcionamiento normal no se aproxima a los límites elásticos de los materiales que forman el conjunto. Además se pone de manifiesto la importancia del estudio previo de ejes al confirmarse que es la pieza más solicitada del conjunto y una de las piezas claves del mismo.

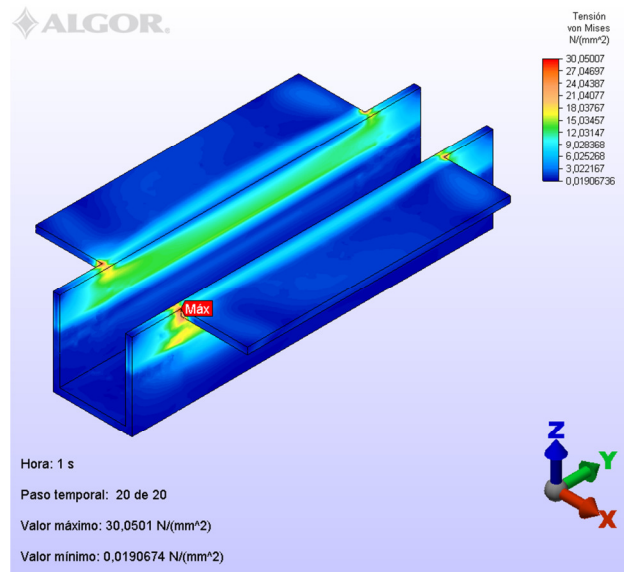
Mediante las tensiones obtenidas se calculará posteriormente los diferentes coeficientes de seguridad para cada una de las piezas que constituyen el conjunto. Por tanto, a continuación se presentan las tensiones máximas para cada pieza del modelo. Debido a que este puede ser un trabajo muy tedioso únicamente se estudiarán las tensiones más solicitadas para cada conjunto de piezas iguales.

Se iniciará el estudio con la pieza en forma de cuna, que aloja los imanes. Los valores de tensiones máximas y mínimas son los que se muestran en la tabla 7.8 y en la figura 7.63 se muestra el perfil.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	30,05
Tensión Mínima	0,019

**Tabla 7.8: Tensiones máximas y mínimas en el perfil cuna.**





**Figura 7.63: Distribución de tensiones en el perfil cuna.**

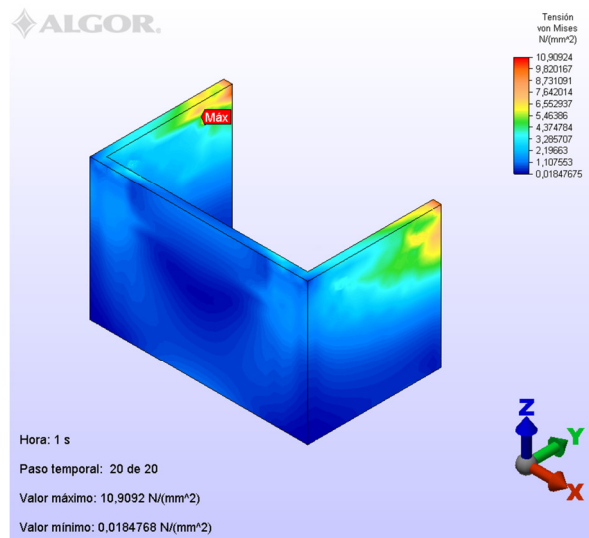
Se observa, en la figura anterior, las tensiones existentes en los pliegues provocadas por los esfuerzos de cortadura, localizándose las concentraciones de tensiones en las esquinas de los mismos.

La figura siguiente (figura 7.64) muestra el perfil U frontal más solicitado. Estos dos perfiles se sueldan para cerrar el perfil cuna una vez han sido introducidos en él la totalidad de los imanes.

En las esquinas superiores del perfil se observan los mayores valores de tensión provocados en la pieza (tabla 7.9). Comparando con la figura 7.63 puede comprobarse que existe una concordancia de tensiones entre ambas piezas en la zona de unión de ambas. Debido a la presión magnética que provocan los imanes en la parte inferior del perfil cuna.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Tensión Máxima</b>	10,91
<b>Tensión Mínima</b>	0,018

**Tabla 7.9: Tensiones máximas y mínimas en el perfil U frontal.**

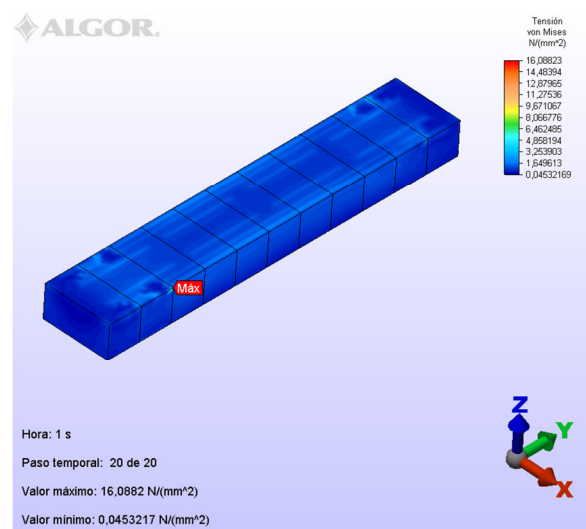


**Figura 7.64: Distribución de tensiones en el perfil U frontal.**

Las tensiones producidas en los imanes se muestran en la tabla 7.10.

	Criterio de von Mises [ $N/mm^2$ ]
<b>Tensión Máxima</b>	16,09
<b>Tensión Mínima</b>	0,045

**Tabla 7.10: Tensiones máximas y mínimas en los imanes.**



**Figura 7.65: Distribución de tensiones en los imanes.**

La figura 7.65 muestra la distribución de tensiones sobre el conjunto de los imanes. Los valores máximos se producen en los puntos de contacto de éstos con la pared del perfil cuna y el perfil C superior ocasionados por la compresión entre los imanes y ambas piezas.

El perfil C superior (figura 7.66) se encuentra atornillado al perfil cuna y a los dos perfiles U frontales, completando así la jaula que evita cualquier tipo de movimiento entre los imanes que pueda estar provocado por las fuerzas magnéticas de éstos con el rail estático.

Los valores de tensión máxima en el perfil C superior (tabla 7.11), se producen en la zona de plegado, encontrándose los valores máximos en la zona central y éstos disminuyen progresivamente al alejarse de ella.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	8,91
Tensión Mínima	0,352

Tabla 7.11: Tensiones máximas y mínimas en el perfil C superior.

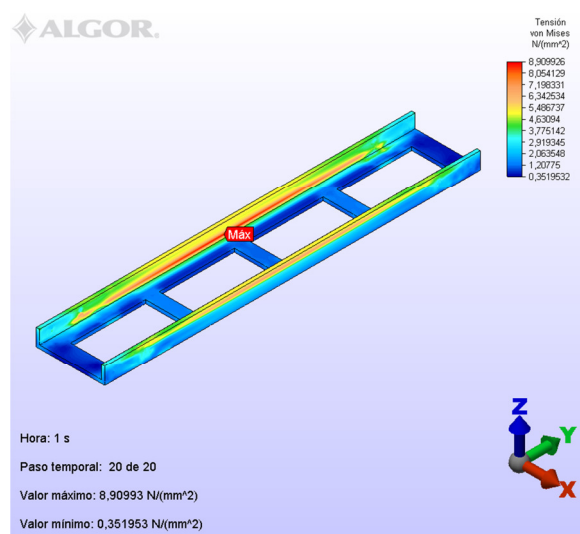
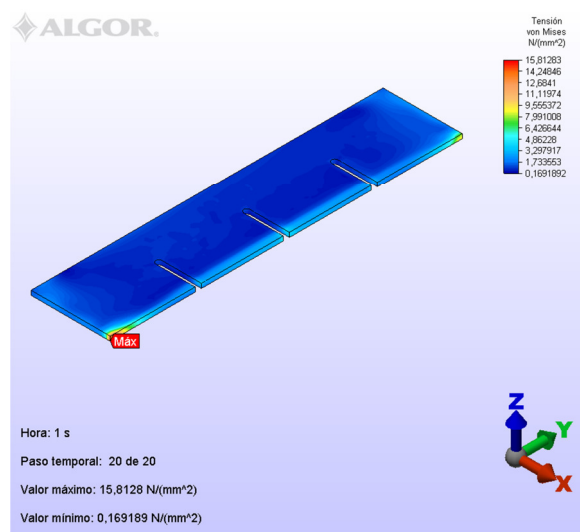


Figura 7.66: Distribución de tensiones en el perfil C superior.

La pletina de acero más solicitada es la que se muestra en la tabla 7.12 y en la figura 7.67.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	15,81
Tensión Mínima	0,169

**Tabla 7.12: Tensiones máximas y mínimas en la pletina.**



**Figura 7.67: Distribución de tensiones en la pletina.**

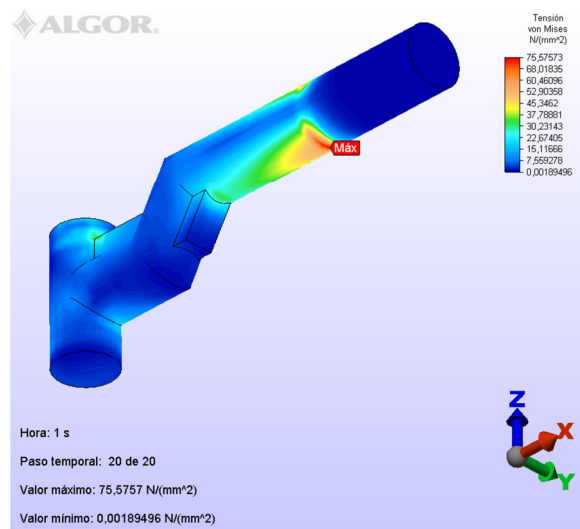
Las pletinas solo poseen esfuerzos de compresión, siendo estos relativamente pequeños. Como era de esperar, observamos como las tensiones ocasionadas se generan en el extremo interior, más próximo a los imanes alcanzando valores máximos en ambas esquinas.

Para el caso del conjunto de los cuatro ejes que forman parte del prototipo, podemos afirmar que el estudio realizado en el apartado 7.2 del presente capítulo ha sido satisfactorio a la vista de los resultados obtenidos (tabla 7.13), siendo éstos muy similares a los calculados en el apartado citado y confirmando así la validez del diseño del eje.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	75,56
Tensión Mínima	0,002

**Tabla 7.13: Tensiones máximas y mínimas en el eje.**

En la distribución de tensiones del eje (figura 7.68), se observa una concentración de tensiones en la zona adyacente al lugar donde se acopla la rueda neumática. En parte es debida a las condiciones impuestas para las ruedas neumáticas en el análisis efectuado. En la realidad la distribución de tensiones alrededor del punto máximo será más progresiva, es decir, sus valores disminuirán más lentamente con la distancia. Aun así, con los valores obtenidos, muy alejados del límite elástico del material, es muy poco probable que el eje se agriete por la zona citada.

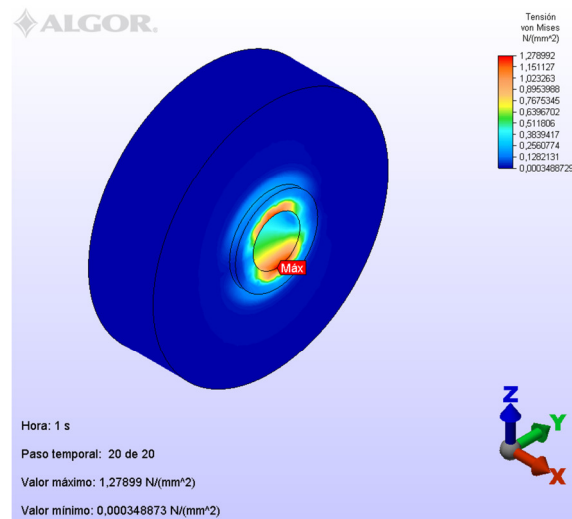


**Figura 7.68: Distribución de tensiones en el eje.**

Para el caso concreto de las ruedas auxiliares (figura 7.69), los mínimos esfuerzos que se producen se encuentran localizados a lo largo del cubo, superficie en contacto con el eje, siendo máximos en sus extremos. (Ver tabla 7.14).

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	1,28
Tensión Mínima	0,0003

**Tabla 7.14: Tensiones máximas y mínimas en la rueda auxiliar.**



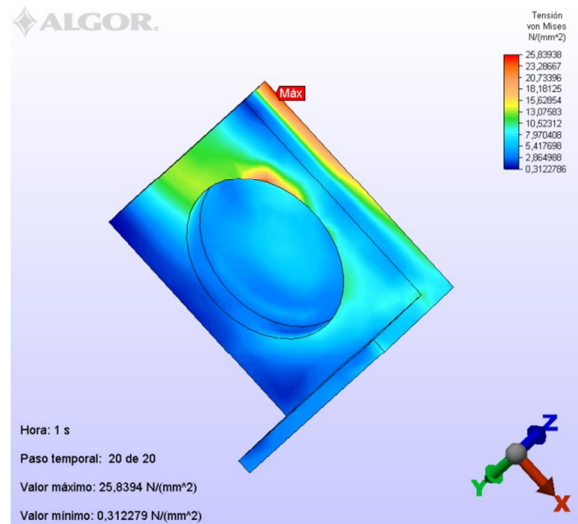
**Figura 7.69: Distribución de tensiones en la rueda auxiliar.**

Los esfuerzos en las ruedas neumáticas no se estudian porque el análisis de las ruedas ya se ha valorado dentro del catálogo, y además se han impuesto unas condiciones de análisis en las que no sufren esfuerzos (3D cinemático), con el propósito de obtener para el resto de piezas del conjunto los datos más fieles a la realidad. Aun así, se debe aclarar, que los datos de capacidad de carga que el fabricante proporciona garantizan la total fiabilidad del producto ante las cargas impuestas en el análisis.

Las tensiones producidas en la chapa lateral se indican en la tabla 7.15.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	25,83
Tensión Mínima	0,312

**Tabla 7.15: Tensiones máximas y mínimas en la chapa lateral.**



**Figura 7.70: Distribución de tensiones en la chapa lateral.**

En la figura 7.70 se muestra el estado tensional de la chapa lateral más solicitada del conjunto. Esta pieza se encuentra soldada al perfil lateral en U y aloja uno de los rodamientos que permiten el giro de cada eje. Las tensiones máximas se encuentran localizadas en el extremo de una de las superficies soldadas y se generan por la alta compresión en esa zona.

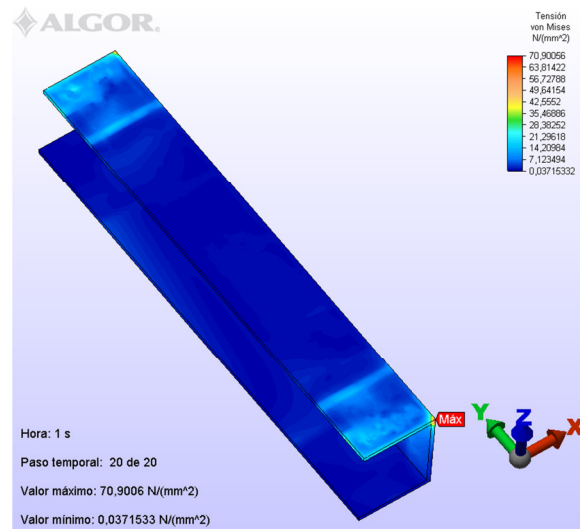
En los perfiles laterales en U es donde se han localizado las tensiones máximas del conjunto después de los ejes. La tabla 7.16 refleja este resultado.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Tensión Máxima</b>	70,90
<b>Tensión Mínima</b>	0,037

**Tabla 7.16: Tensiones máximas y mínimas en el perfil lateral en U.**

En la distribución de tensiones de la figura 7.71, se observa que, en el punto de máxima tensión este toma un valor de 70.90 MPa. Este punto se encuentra situado en la esquina superior interior de uno de sus extremos.

Se puede distinguir perfectamente la zona a partir de la cual los perfiles frontales en L se apoyan sobre el perfil lateral en U. La unión entre ambos se realiza mediante soldadura.



**Figura 7.71: Distribución de tensiones en el perfil lateral en U.**

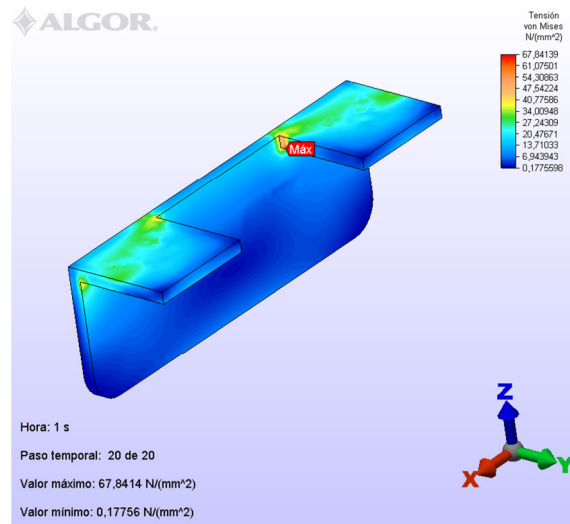
Los valores de tensiones máximas y mínimas que se muestran en la tabla 7.17 son del perfil frontal en L más solicitado.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Tensión Máxima</b>	67,84
<b>Tensión Mínima</b>	0,178

**Tabla 7.17: Tensiones máximas y mínimas en el perfil frontal en L.**

Atendiendo a la figura 7.72 se puede ver la distribución de tensiones en el perfil frontal en L más solicitado, donde se aprecia que el punto donde se registra el valor máximo corresponde a la esquina interior de una de las solapas, en el contacto de ésta con el perfil lateral en U más solicitado.



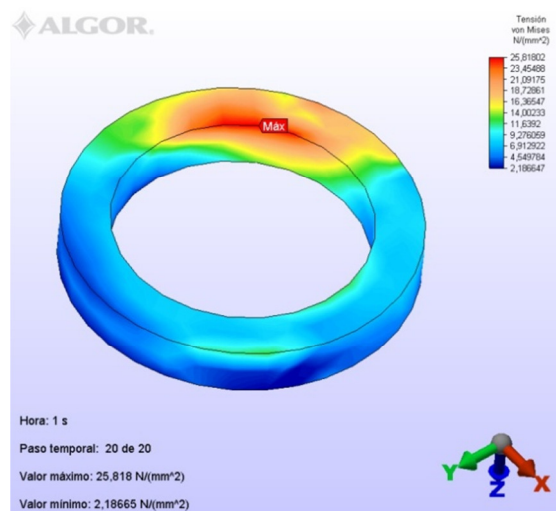


**Figura 7.72: Distribución de tensiones en el perfil frontal en L.**

Finalmente, el rodamiento sometido a mayor tensión se presenta en la figura 7.73 y con unos valores que se muestran en la tabla 7.18.

	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
<b>Tensión Máxima</b>	25,82
<b>Tensión Mínima</b>	2,186

**Tabla 7.18: Tensiones máximas y mínimas en el rodamiento.**



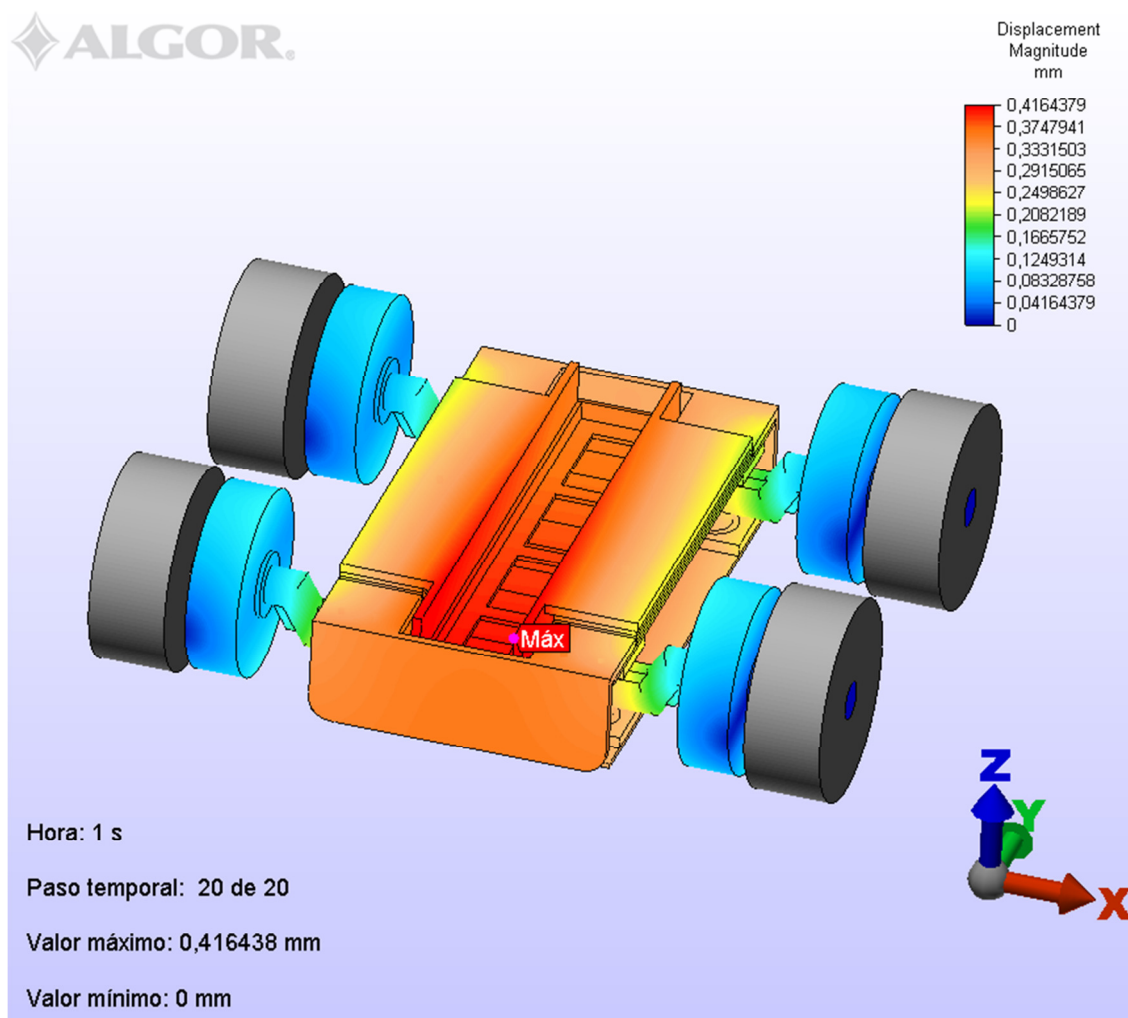
**Figura 7.73: Distribución de tensiones en el rodamiento.**

El punto de máxima tensión del rodamiento más solicitado se halla en el borde interior, el cual se encuentra en contacto con el eje.

### 7.3.2.2. Desplazamientos

A raíz del estudio de tensiones realizado, se obtienen diversas distribuciones de desplazamientos en los distintos ejes de coordenadas del conjunto.

La figura 7.74 muestra los desplazamientos en magnitud producidos en el modelo. Los valores máximos y mínimos se registran en la tabla 7.19.



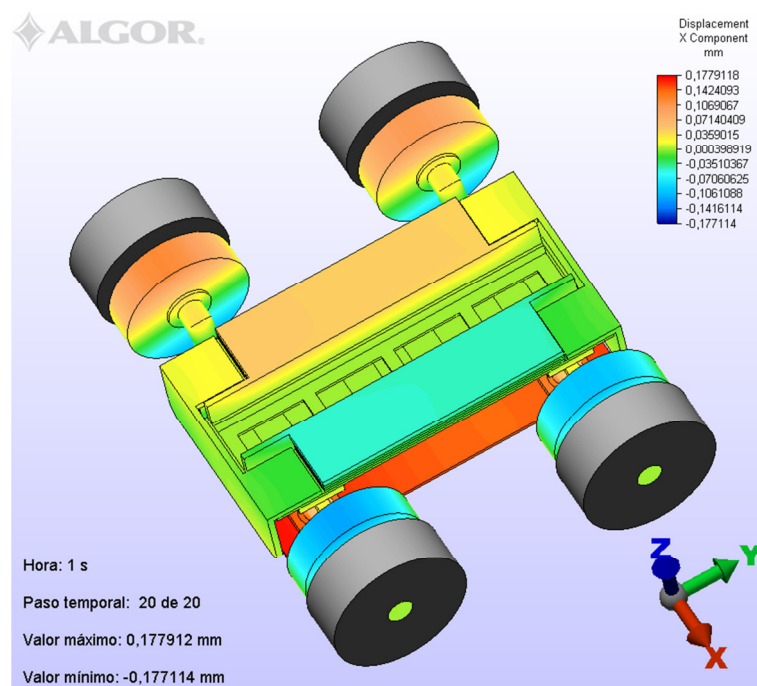
**Figura 7.74: Distribución de desplazamientos en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**

	Desplazamiento [mm]
<b>Máximo</b>	0,416
<b>Mínimo</b>	0

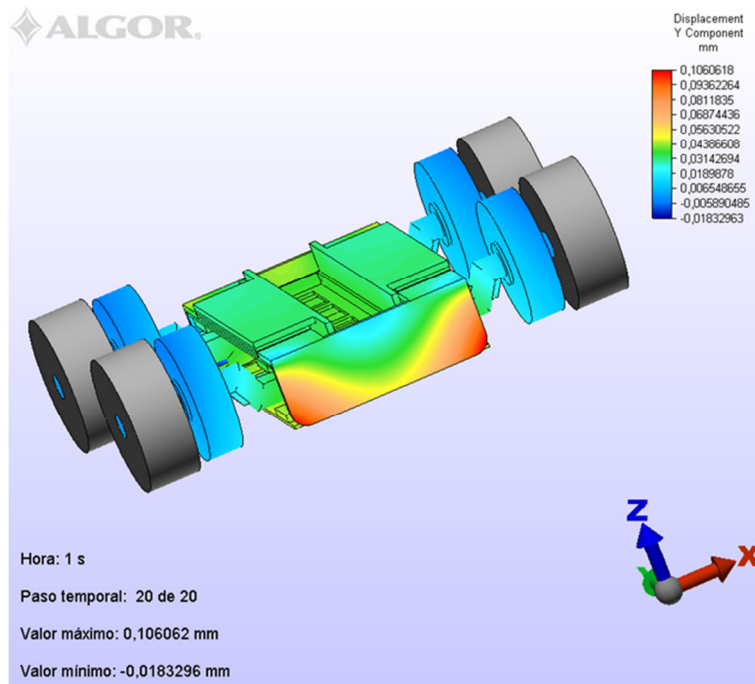
**Tabla 7.19: Desplazamientos máximos y mínimos en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**

El desplazamiento máximo en valor absoluto está ubicado en el nodo 22, situado en el perfil cuna. Los valores máximos, registrados en el centro longitudinal del prototipo, disminuyen a medida que nos alejamos perpendicularmente.

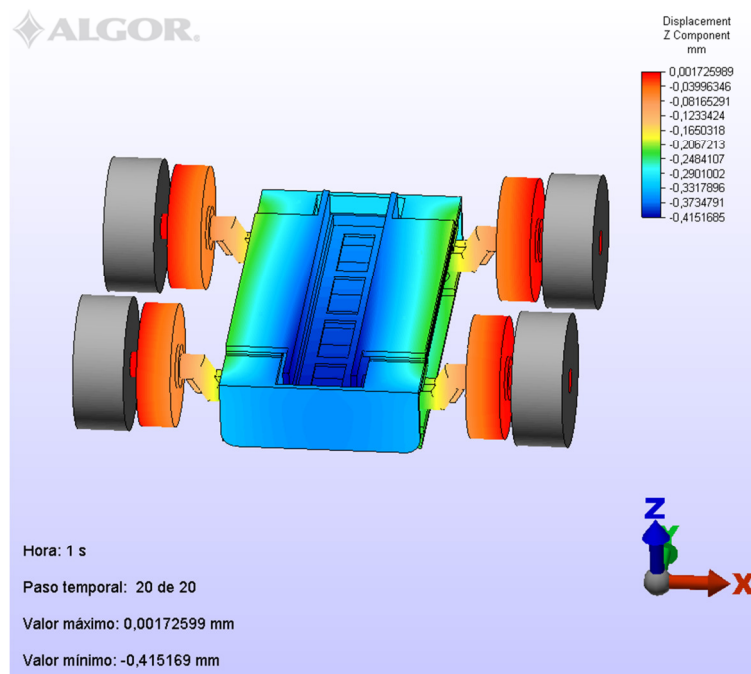
Para ver con más detalle el comportamiento del modelo respecto a los desplazamientos, se muestran en las figuras 7.75, 7.76 y 7.77 los desplazamientos según X, Y y Z respectivamente.



**Figura 7.75: Distribución de desplazamientos (eje X) en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**



**Figura 7.76: Distribución de desplazamientos (eje Y) en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**



**Figura 7.77: Distribución de desplazamientos (eje Z) en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**

Desplazamiento en el eje X [mm]		Desplazamiento en el eje Y [mm]		Desplazamiento en el eje Z [mm]	
Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
0,1779	-0,1771	0,1061	-0,0183	0,0017	-0,4151

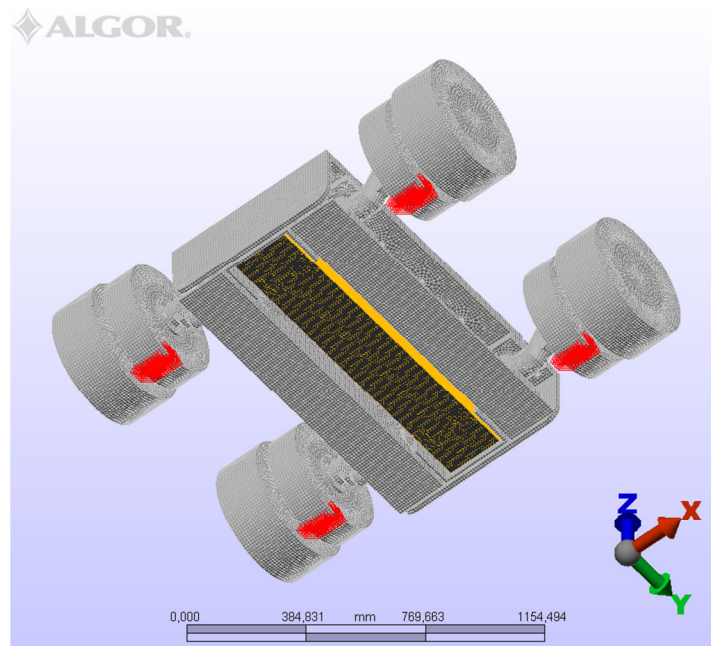
**Tabla 7.20: Desplazamientos máximos y mínimos en el prototipo para un entrehierro de 50 mm.**

En la tabla 7.20 quedan recogidos los desplazamientos máximos en todas las direcciones del espacio y en ambos sentidos. Se observa que la fuerza de carácter magnético provoca, principalmente, un desplazamiento del conjunto en el sentido negativo en la dirección del eje Z. Este desplazamiento es necesario tenerlo en cuenta, ya que un aumento significativo del mismo provocaría un aumento de la fuerza de atracción máxima entre los imanes y la armadura.

Es importante indicar, que el desplazamiento de las piezas del conjunto es debido a deformaciones dentro de los rangos elásticos de los materiales que las forman, y por tanto, no presentan deformaciones permanentes. Esto supone que cuando las fuerzas magnéticas cesen su acción, las piezas recuperaran su forma y posición inicial.

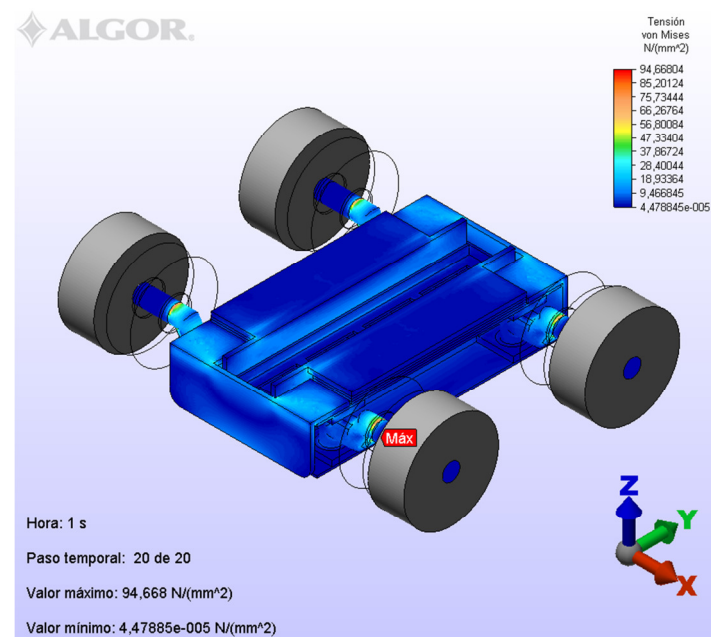
### **7.3.2.3. Condiciones de emergencia**

Conocidos los resultados de tensión y desplazamiento en el modelo del deslizador para las condiciones de funcionamiento normal (anchura del entrehierro de 50 mm), se ha simulado nuevamente el modelo, pero esta vez adoptando las condiciones de emergencia del prototipo como ya se hiciera en el capítulo 7.2 para el análisis de ejes. Esto quiere decir, que se ha supuesto un fallo en el funcionamiento de todas o de alguna de las ruedas neumáticas que forman parte del conjunto y ello ha provocado la acción de todas o de alguna de las ruedas auxiliares, disminuyendo de ese modo la anchura del entrehierro. Para el caso estudiado, se ha considerado un error en la totalidad de las ruedas neumáticas. Se ha estimado, por tanto, que las ruedas auxiliares soportarán una carga para valores de entrehierro de 40 mm, variando para tal fin las condiciones de contorno y las cargas de presión impuestas en la simulación anterior. (Ver figura 7.78).



**Figura 7.78: Modelo con las nuevas condiciones de contorno y cargas aplicadas.**

Una vez analizada esta nueva situación, la mayor tensión aumenta en este caso a 94,67 MPa (tabla 7.21) y de nuevo vuelve a producirse en uno de los ejes del conjunto (nodo 42359). La distribución de tensiones es la que se muestra en la figura 7.79.



**Figura 7.79: Distribución de tensiones en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.**



	Criterio de von Mises [N/mm <sup>2</sup> ]
Tensión Máxima	94,67
Tensión Mínima	0,000045

**Tabla 7.21: Tensiones máximas y mínimas en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.**

Esta situación da lugar a un aumento de los valores de tensión máxima. Esto es debido al cambio de las condiciones de contorno y al incremento de la magnitud de las cargas magnéticas sobre el prototipo.

Estudiados los valores máximos y mínimos de tensión para cada conjunto de piezas iguales, la tabla 7.22 registra los datos obtenidos.

Pieza	Tensión máxima [N/mm <sup>2</sup> ]	Tensión mínima [N/mm <sup>2</sup> ]
Perfil cuna	34,20	0,022
Perfil U frontal	14,92	0,015
Imán	15,30	0,045
Perfil C superior	11,26	0,279
Pletina	24,26	0,089
Eje	94,67	0,000045
Chapa lateral	19,68	0,176
Perfil lateral en U	63,88	0,005
Perfil frontal en L	57,71	0,085
Rodamiento	25,53	1,180

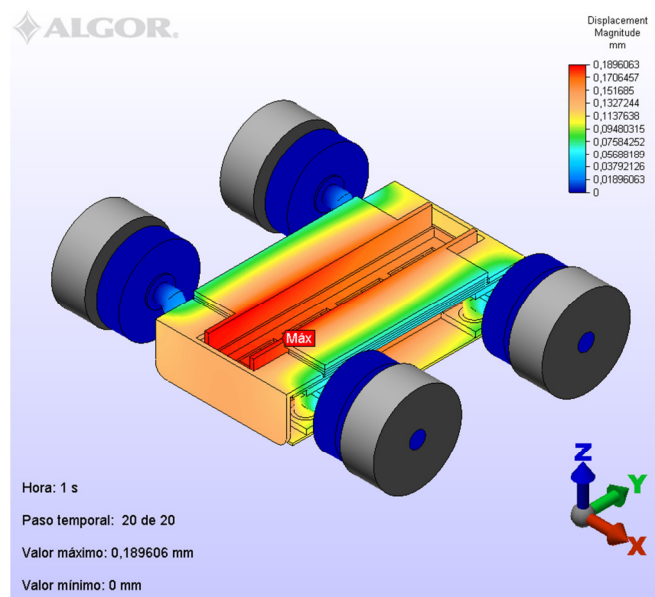
**Tabla 7.22: Tensiones máximas y mínimas de la pieza más solicitada de cada grupo actuando las ruedas de emergencia.**

Tanto las ruedas neumáticas como las ruedas auxiliares no se encuentran en la tabla debido a que en ellas se ha impuesto como tipo de elemento el *3D cinemático* y no



sufren esfuerzos. Los resultados obtenidos anteriormente serán comparados y analizados en el apartado 7.3.2.4 correspondiente al análisis de resultados del prototipo.

La distribución de desplazamientos en el modelo debido a las condiciones de emergencia, es la que se muestra en la figura 7.80.



**Figura 7.80: Distribución de desplazamientos en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.**

En ella, se puede comprobar que el movimiento máximo se efectúa en el nodo 1920 localizado en la parte superior del perfil cuna. El resultado obtenido en magnitud registra un valor de 0,189 mm.

Desplazamiento en el eje X [mm]		Desplazamiento en el eje Y [mm]		Desplazamiento en el eje Z [mm]	
Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo
0,0956	-0,0953	0,0569	-0,0221	0,0001	-0,1860

**Tabla 7.23: Desplazamientos máximos y mínimos en el prototipo actuando las ruedas de emergencia.**



Del mismo modo, que para el caso de funcionamiento normal del prototipo, el desplazamiento máximo se produce en la dirección negativa del eje Z. (Ver tabla 7.23).

#### 7.3.2.4. Análisis de resultados

Es en este apartado se evaluarán la resistencia de las diferentes piezas del conjunto del modelo. La intención es discernir si los materiales de las diferentes piezas se mueven dentro del rango elástico o por lo contrario se mueven dentro del rango plástico generando deformaciones permanentes en el modelo del deslizador, lo que es del todo indeseable para el buen funcionamiento del mismo. Si esto último ocurriera habría que realizar o modificar el diseño de la pieza o piezas afectadas.

Se iniciará describiendo, en la tabla 7.24, los valores de tensión a fluencia ( $\sigma_y$ ) y de tensión a rotura ( $\sigma_u$ ) para los materiales utilizados.

Material	Tensión a fluencia $\sigma_y$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Tensión a rotura $\sigma_u$ [N/mm <sup>2</sup> ]
AISI 1006 Steel, cold drawn	285	330
Iron, Gray Cast ASTM A-48 Grade 60	431,46	610,94
Plastic-Polycarbonate (Molded)	62,10	62,13

**Tabla 7.24: Tensiones a fluencia y a rotura de los materiales empleados en el análisis.**

Halladas las tensiones máximas provocadas en cada una de las partes del modelo y conociendo las tensiones límites se puede calcular el coeficiente o factor de seguridad que mide la capacidad máxima del sistema y garantiza un margen extra de prestaciones, ante desviaciones aleatorias de lo previsto, por encima de las mínimas estrictamente necesarias.

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$



En base a esta metodología, se muestra a continuación en la tabla 7.25 los diferentes valores de las tensiones máximas, tensiones a fluencia y los correspondientes coeficientes de seguridad para cada pieza en función del tipo de funcionamiento: normal o en condiciones de emergencia.

Pieza	Material	$\sigma_y$	Funcionamiento normal		Funcionamiento de emergencia	
			$\sigma_{m\acute{a}x}$	n	$\sigma_{m\acute{a}x}$	n
Perfil cuna	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	30,05 MPa	9,48	34,20 MPa	8,33
Perfil U frontal	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	10,91 MPa	26,12	14,92 MPa	19,10
Imán	Iron, Gray Cast ASTM A-48 Grade 60	431 MPa	16,09 MPa	26,79	15,30 MPa	28,17
Perfil C superior	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	8,91 MPa	31,99	11,26 MPa	25,31
Pletina	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	15,81 MPa	18,03	24,26 MPa	11,75
Eje	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	75,56 MPa	3,77	94,67 MPa	3,01
Rueda auxiliar	Plastic-Polycarbonate (Molded)	62 MPa	1,28 MPa	48,43	-	-
Chapa lateral	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	25,83 MPa	11,03	19,68 MPa	14,48
Perfil lateral en U	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	70,90 MPa	4,02	63,88 MPa	4,46
Perfil frontal en L	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	67,84 MPa	4,20	57,71 MPa	4,94
Rodamiento	AISI 1006 Steel, cold drawn	285 MPa	25,82 MPa	11,04	25,53 MPa	11,16

**Tabla 7.25: Coeficientes de seguridad para las piezas del modelo.**

Las ruedas neumáticas no se encuentran en la tabla debido a que en ellas se ha impuesto como tipo de elemento el *3D cinemático* y no sufren esfuerzos. Por la misma razón, no existen datos de tensión en las ruedas auxiliares para el caso de funcionamiento de emergencia del prototipo.



Es preciso indicar, que las ruedas neumáticas aun no estando incluidas en la tabla anterior, si se encuentran sometidas a cargas. Teniendo en cuenta las fuerzas de origen electromagnético y el peso propio del deslizador, para un funcionamiento normal, el fabricante garantiza un correcto funcionamiento y asegura un coeficiente de seguridad respecto al límite elástico de 2,4.

Inicialmente, se pensó en realizar un análisis de tipo lineal, concretamente el de *Tensión estática con modelos de materiales lineales*. Este tipo de análisis considera que los materiales son infinitamente elásticos y que no llegan a plastificar, por lo que el factor de seguridad podría ser elevado y no se permite la opción de introducir como características de los materiales a utilizar el límite elástico y el límite de rotura.

Por ello, se optó por la aplicación de un estudio no lineal, específicamente el de *Tensión estática con modelos de materiales no lineales* y se impuso un modelo de material *Plástico* que utiliza el criterio de *von Mises con endurecimiento isotrópico*. Los datos hallados para esta simulación concuerdan, por tanto, más con la realidad, ya que, se considera que los materiales pueden llegar a zona plástica si se aplican cargas muy elevadas.

Tras analizar los datos recogidos en la tabla anterior, puede observarse como la tensión máxima producida en cada pieza, y para ambos casos de funcionamiento, se encuentra lejos del límite elástico del material que la forma. Esto significa, que ninguna de las piezas del modelo plastifica y las deformaciones registradas son recuperables. Por tanto, todos los coeficientes de seguridad serán superiores a 1.

Es importante dirigir la atención sobre la pieza que registra mayores tensiones (eje), la cual presenta un coeficiente de seguridad superior a 3. Es por esta razón, la importancia de haber realizado un estudio estático previo de la pieza. Del mismo modo, existen piezas que presentan coeficientes de seguridad bastante aceptables ( $n > 10$ ).

En lo referente a los desplazamientos, el valor máximo registrado es de 0,415 mm en el sentido negativo del eje Z, para funcionamiento normal del prototipo, coincidiendo con la dirección y sentido de aplicación de la carga distribuida de atracción. Este



desplazamiento es considerado mínimo, ya que el modelo escasamente se mueve cuatro décimas de milímetro. Además es necesario recordar, que las piezas del conjunto se mueven unas relativamente de las otras debido a deformaciones dentro de los rangos elásticos. Esto quiere decir que una vez que las fuerzas estáticas cesan, las piezas vuelven a recuperar su posición y forma original ya que al no pasar al rango plástico del material no presentan deformaciones permanentes.

Se concluye que para los resultados obtenidos en el análisis estático, tanto para el caso de funcionamiento normal del deslizador del MLSIP como en condiciones de emergencia, son considerados válidos y no se requiere realizar un ensayo *MES* (*Mechanical Event Simulation*) con modelos de materiales no lineales.



#### **7.4 ANÁLISIS DE RODAMIENTOS**

Finalizado el análisis estático del prototipo, se procede a realizar la selección de los rodamientos que formarán parte del conjunto.

Para ello, inicialmente se realiza una preselección del rodamiento en función de criterios como el espacio disponible, la dirección de la carga, el montaje o las condiciones de funcionamiento. A continuación, se determinan las fuerzas axiales y radiales máximas de los rodamientos superior e inferior acoplados a cada eje del conjunto. Y finalmente, una vez obtenidas las fuerzas máximas, se calculan en base a éstas los parámetros característicos que definen a un rodamiento y se comparan con los valores proporcionados por el fabricante del rodamiento preseleccionado para comprobar su validez, y en caso necesario, seleccionar un nuevo rodamiento y repetir la misma metodología de cálculo.

### 7.4.1. PRESELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Para elegir el rodamiento adecuado para la actividad requerida, se selecciona uno cuyo diámetro interno sea el del eje en el cuál se va a acoplar (80 mm) y como primera aproximación se elige aquel que tiene un diámetro externo de 110 mm, ya que es el que mejor se ajusta a las dimensiones del diseño. Para evitar la relubricación y la entrada de suciedad, agua,...el tipo de rodamiento a elegir será con obturaciones rozantes en ambos lados y llevará en su nomenclatura el código *2RS1*. (Ver tabla 7.26 y figura 7.81).

Requisito	Placas de protección Z	Obturaciones de baja fricción RSL	Obturaciones rozantes RZ	Obturaciones rozantes RSH	RS1
Baja fricción	+++	++	+++	o	o
Altas velocidades	+++	+++	+++	o	o
Retención de grasa	o	+++	+	+++	++
Exclusión de polvo	o	++	+	+++	+++
Exclusión de agua					
- estática	-	o	-	+++	++
- dinámica	-	o	-	+	+
- alta presión	-	o	-	+++	o

Símbolos: +++ excelente ++ muy bueno + bueno o suficiente - no recomendado

**Tabla 7.26: Directrices para la selección de la obturación de un rodamiento.**

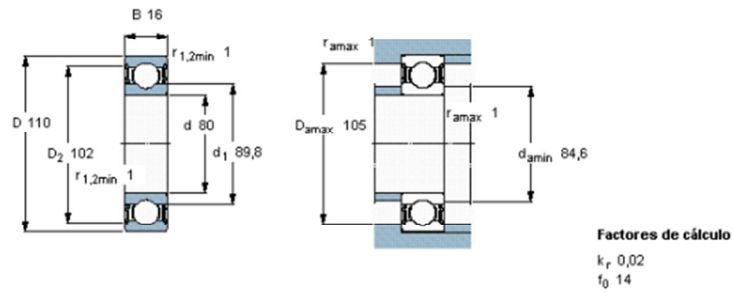


**Figura 7.81: Representación rodamiento con obturaciones rozantes en ambos lados.**

El rodamiento de partida es el *61916-2RS1*, extraído del catálogo de *SKF* y cuyas características se muestran, a continuación, en la figura 7.82.

**Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados**

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades	Velocidad	Masa	Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
80	110	16	25,1	20,4	1,02	-	3400	0,40	61916-2RS1



**Figura 7.82: Características del rodamiento 61916-2RS1. [16]**

### 7.4.2. CÁLCULO DE LAS FUERZAS MÁXIMAS

Para el cálculo de las fuerzas axiales y radiales máximas, se han realizado diversos análisis mediante el programa de cálculo mediante el método de los elementos finitos (FEM) *Algor*.

Inicialmente, se ha simulado estáticamente el deslizador del MLSIP con las fuerzas de empuje y atracción que se han obtenido previamente mediante el programa *Flux*. Estos datos, se reparten como fuerzas nodales en la superficie inferior de los imanes del modelo y como condiciones de contorno, se supone que las ruedas neumáticas están fijas al suelo.

Al considerar las ruedas neumáticas de tipo *3D Cinémático*, se pueden hallar las reacciones que se generan en las tres direcciones del espacio sobre los ejes, como se puede ver en la figura 7.83.

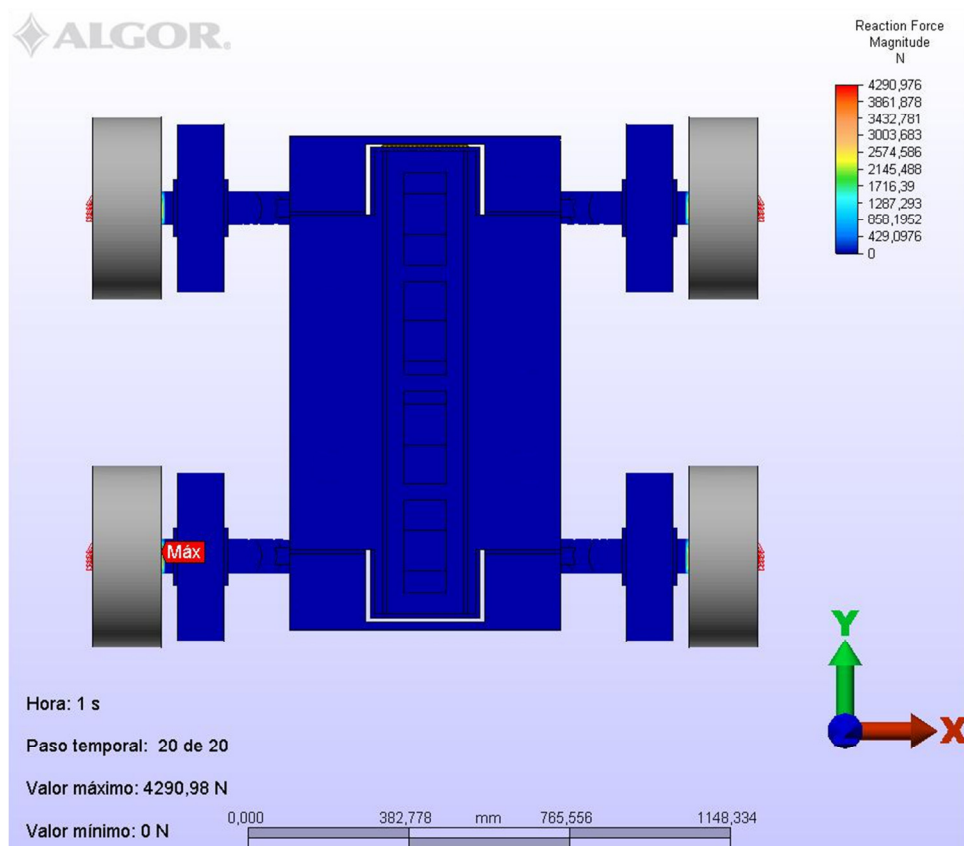
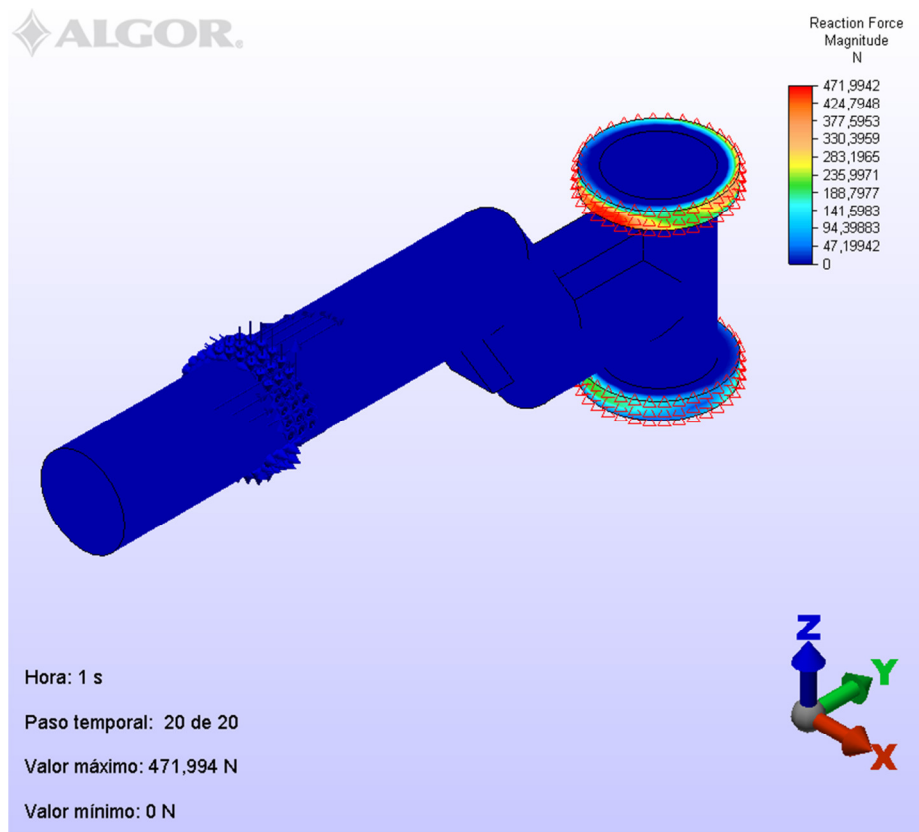


Figura 7.83: Reacciones en los ejes del prototipo.



Con los resultados obtenidos, se realiza otra simulación donde solamente participan el eje, y los rodamientos superior e inferior. En ésta las fuerzas son las reacciones halladas en el cálculo anterior y como condiciones de contorno se fija la superficie exterior de los rodamientos, ya que interesa conocer las reacciones en las tres direcciones del espacio en las citadas superficies.

En la figura 7.84, se muestran la distribución de las reacciones en valor absoluto en la superficie exterior de los rodamientos. La tabla 7.27 registra los valores máximos y mínimos.

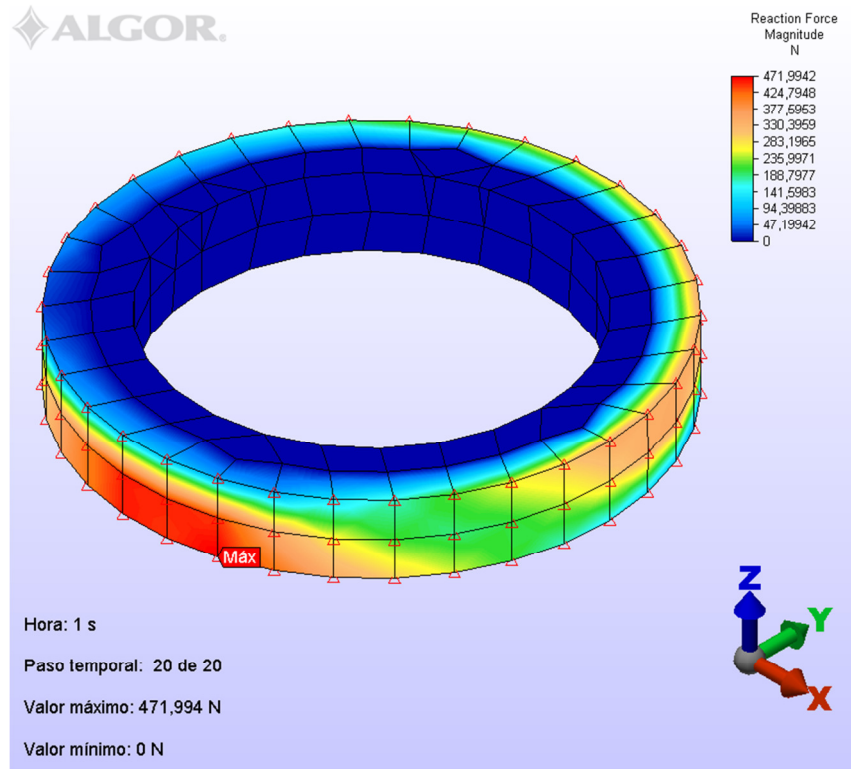


**Figura 7.84: Distribución de reacciones en los rodamientos.**

	Reacciones [N]
<b>Máxima</b>	471,99
<b>Mínima</b>	0

**Tabla 7.27: Reacciones máximas y mínimas en los rodamientos.**

Con las citadas reacciones, hallamos la fuerza axial y radial de la siguiente forma: en cada una de las direcciones del espacio, se halla la resultante de las fuerzas que se registran en los nodos correspondientes a la línea vertical del contorno donde se encuentra en valor máximo. (Ver figura 7.85).



**Figura 7.85: Reacciones en la superficie del rodamiento.**

Los resultados obtenidos para el rodamiento superior e inferior son:

- *Rodamiento superior*

$$F_{axial} = 306 \text{ N}$$

$$F_{radial} = 854 \text{ N}$$

- *Rodamiento inferior*

$$F_{axial} = 251 \text{ N}$$

$$F_{radial} = 481 \text{ N}$$

### 7.4.3 METODOLOGÍA DE CÁLCULO

Con las fuerzas máximas calculadas para ambos rodamientos, mediante el programa de elementos finitos *Algor*, las cuales han sido especificadas anteriormente, se procede a determinar la validez del rodamiento preseleccionado. Para ello, se emplea en el cálculo los valores registrados para el rodamiento superior por tratarse de los valores máximos obtenidos.

$$F_{axial} = 306 \text{ N}$$

$$F_{radial} = 854 \text{ N}$$

El juego de ajuste elegido para la realización de los cálculos es *normal*. (Ver tabla 7.28).

Los factores de cálculo necesarios para determinar los parámetros a utilizar en la elección de este tipo de rodamientos, vienen determinados por la relación entre la fuerza axial y la *capacidad de carga estática*  $C_0$  del rodamiento.

$$f_0 = \frac{F_{axial}}{C_0} = \frac{306 \text{ N}}{20400 \text{ N}} = 0,015$$

Con este dato, obtenemos por interpolación lineal, para juego normal, los valores de  $e$ ,  $X$  e  $Y$ .

$f_0 F_a / C_0$	Juego Normal			Juego C3			Juego C4		
	$e$	$X$	$Y$	$e$	$X$	$Y$	$e$	$X$	$Y$
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

Los valores intermedios se obtienen por interpolación lineal

**Tabla 7.28: Factores de cálculo para rodamientos rígidos de una hilera de bolas dispuestos individualmente o apareados en tándem.**



$$e = 0,197$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 2,23$$

- Carga dinámica equivalente  $P$ :

$$\frac{F_{axial}}{F_{radial}} = \frac{306N}{854N} = 0,36 > 0,197 = e$$

Como el cociente entre la fuerza axial y la fuerza radial es mayor que  $e$ , se usa la siguiente expresión para el cálculo de la carga dinámica equivalente:

$$P = X \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial} = 0,56 \cdot 854N + 2,23 \cdot 306N = 1160,62N$$

$$P = 1,16kN$$

- Capacidad dinámica de carga  $C$ :

$$C = \frac{f_L}{f_n} \cdot P = \frac{2}{1,49} \cdot 1160,62N = 1557,8N = 1,56kN$$

$$C < C_{teórica} \text{ del rodamiento (25,1 kN)}$$

Siendo

Factor de velocidad  $f_n = 1,49$  (para un rodamiento de bolas con una velocidad de  $n = 10 \text{ rpm}$ ).

Factor de esfuerzos dinámico  $f_L = 2$  (rodamientos protegidos contra la suciedad: transmisión de vehículo).

- *Carga estática equivalente  $P_o$ :*

En rodamientos de contacto angular de bolas se escoge el valor mayor de las siguientes dos expresiones:

$$\begin{cases} P_o = X_o \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial} = 0,6 \cdot 854N + 0,5 \cdot 306N = 665,4N \\ P_o = F_{radial} = 854N \end{cases}$$

Por tanto, el valor de la carga estática hipotética es:  $P_o = 854N = 0,854kN$

- *Capacidad estática de carga  $C_o$ :*

$$C_o = s_o \cdot P_o = 2,5 \cdot 854N = 2135N$$

$$C_o = 2,135kN$$

Para el *factor de seguridad estática  $S_o$* , elegimos el valor más elevado, utilizado para exigencias elevadas.

$$S_o = 2,5$$

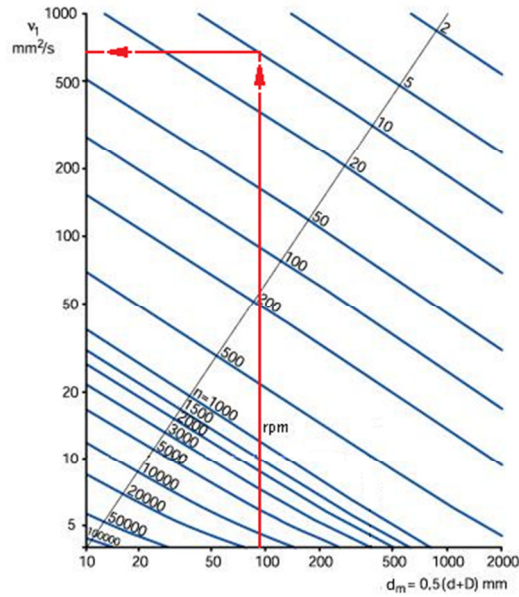
$$C_o < C_{o \text{ teórica del rodamiento}} (20,4 \text{ kN})$$

- *Carga mínima requerida:*

Para un rodamiento rígido de bolas, la carga mínima requerida ha de ser superior a  $0,01 \cdot C$ , o sea un 1% de su capacidad dinámica de carga. Para el rodamiento seleccionado, la carga mínima ha de ser mayor que 251 N.

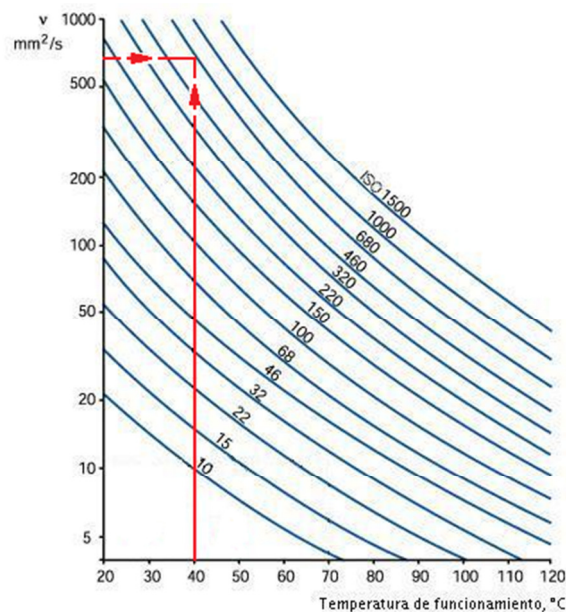
$$\begin{cases} d_m = 0,5(D + d) = 0,5(110 + 80) = 95mm \\ n = 10 \text{ rpm} \end{cases}$$

Siendo  $d_m$  el *diámetro medio del rodamiento*.



**Figura 7.86: Viscosidad  $v_1$  a la velocidad de funcionamiento.**

Se dispone de un rodamiento con un diámetro de agujero  $d = 80$  mm y un diámetro exterior  $D = 110$  mm y necesita funcionar a una velocidad  $n = 10$  rpm. Por tanto,  $d_m = 0,5 (d + D) = 95$  mm. Según la figura 7.86, la *viscosidad cinemática mínima*  $v_1$  necesaria para lograr la lubricación adecuada a la temperatura de funcionamiento es  $720 \text{ mm}^2/\text{s}$ .



**Figura 7.87: Viscosidad  $v$  a la temperatura de funcionamiento.**

En la figura 7.87, suponiendo que la temperatura de funcionamiento del rodamiento es de 40 °C, vemos que se necesita un aceite lubricante con una viscosidad ISO VG 680 es decir, una *viscosidad cinemática*  $\nu$  de al menos 680 mm<sup>2</sup>/s a la temperatura de referencia de 40 °C.

$$k = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{680}{720} = 0,94$$

La carga radial mínima a aplicar a los rodamientos rígidos de bolas se puede calcular mediante la siguiente fórmula proporcionada por *SKF*:

$$F_{rm} = k_r \cdot \left( \frac{\nu \cdot n}{1000} \right)^{2/3} \cdot \left( \frac{d_m}{100} \right)^2 = 0,02 \cdot \left( \frac{680 \cdot 10}{1000} \right)^{2/3} \cdot \left( \frac{95}{100} \right)^2 = 0,065 kN$$

$$F_{rm} (0,065 kN) < F_{rnteórico} (0,251 kN)$$

Si se tienen en cuenta los resultados obtenidos para la fuerza radial del rodamiento en la simulación del eje realizada en el programa de elementos finitos Algor ( $F_{\text{radial}} = 854$  N), ésta fuerza será superior a la exigida para que el rodamiento funcione correctamente.

A la vista de los resultados, se concluye que el rodamiento *61916-2RS1* cumple con todos los criterios de diseño, y por tanto, es válido para su incorporación al prototipo.



## **CAPÍTULO 8**

### **ANÁLISIS MODAL**

---

El análisis modal se ha convertido en una de las mejores herramientas para la invención y mejoras para el diseño de las estructuras dinámicas. En la actualidad, en los diseños complejos mecánicos, aeronáuticos o estructuras civiles, se busca que éstos sean mucho más ligeros, flexibles y sobre todo más resistentes. Estas demandas dinámicas en las estructuras de hoy suelen hacer susceptibles las vibraciones no deseadas.

El análisis modal es el proceso para determinar las características dinámicas del sistema en forma de frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y forma de los modos, y así usándolos para formular un modelo de comportamiento dinámico. El modelo obtenido es el llamado modelo modal de un sistema y su información es referida como su información modal. [17]

Todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar. La mayoría de las máquinas y estructuras experimentan vibración hasta cierto grado y su diseño requiere de consideraciones de su conducta oscilatoria. [18]





La vibración libre de un cuerpo elástico se realiza en frecuencia y tomando formas que le son características, denominadas frecuencias y modos propios de vibración. El análisis de modos y frecuencias propias de vibración se realiza con el objetivo de conocer mejor el comportamiento dinámico del componente o estructura y determinar posibles conflictos que se pudieran ocasionar.

Si alguna de las fuentes de vibración presenta alguna frecuencia que coincida con una de las frecuencias naturales del elemento estructural, dicho elemento entraría en resonancia, la cual se caracteriza por una amplitud de vibración excesiva, que puede dañar o incluso destruir la estructura. Por tanto, es necesario conocer las diferentes frecuencias naturales o modos de vibración de los elementos estructurales, para evitar las condiciones de resonancia. [19]

Por todo ello, el propósito del presente análisis no es otro que el de obtener cuales son los componentes del deslizador del motor lineal síncrono de imanes permanentes más críticos para los diferentes modos de vibración.



### 8.1. ENSAYO Y METODOLOGÍA

Como ya ocurriera en el capítulo anterior, el programa de simulación numérica basado en el método de los elementos finitos *Algor* será el escogido para realizar los ensayos. De igual modo, el modelo empleado en la realización del análisis de los modos de vibración será el *prototipo simplificado* mostrado en el capítulo 6.

La metodología a seguir en el ensayo modal del prototipo es esencialmente la misma que la empleada en la realización del análisis estático.

- Modelado del conjunto.
- Exportación del conjunto.
- Definición del tipo de análisis.
- Definición del tipo de elemento.
- Definición de parámetros del elemento.
- Mallado del modelo.
- Asignación del material.
- Definición del tipo de contacto entre superficies.
- Modificación de los parámetros del análisis.
- Definir condiciones de contorno. Imposición de restricciones de movimiento.
- Validación del modelo.
- Cálculo del análisis y obtención de resultados.

Es necesario indicar que debido a la naturaleza del análisis que nos ocupa, *Análisis lineal de frecuencia natural (modal)*, no se requiere el uso de cargas, por lo que éstas no se aplican. No obstante existen otros tipos de análisis modales como el *Análisis lineal de respuesta en frecuencia*, que si requieren del uso de aplicación de cargas de excitación externa.

Una vez definidos todos los pasos necesarios para la correcta ejecución del ensayo, se dispone a la realización del *Análisis lineal de frecuencia natural (modal)* con el propósito de estudiar los modos propios y las frecuencias de vibración del modelo.

## 8.2. MODELO EN ALGOR

En la realización del análisis modal del deslizador del MLSIP se estudiarán los 50 primeros modos propios de vibración. Se pretende estudiar el comportamiento dinámico del modelo ante bajas frecuencias, ya que éstas resultarán más probables en su vida útil de trabajo.

Como se ha especificado anteriormente, el *prototipo simplificado* es el modelo empleado en la realización del *Análisis lineal de frecuencia natural (modal)*. Una vez exportado al programa *Algor*, se define el tipo de análisis a estudiar. (Ver figura 8.1).

Lineal	▶	Tensión estática con modelos de material lineales
No lineal	▶	Frecuencia natural (modal)
Térmico	▶	Frecuencia natural (modal) con rigidización por carga
Flujo de fluido	▶	Espectro de la respuesta
Electrostático	▶	Vibración aleatoria
Multifenómeno	▶	Respuesta en frecuencia
		Tensión en régimen transitorio (integración directa)
		Tensión en régimen transitorio (superposición de modos)
		Carga de flexión crítica
		Método de Análisis de Diseño Dinámico (DDAM)

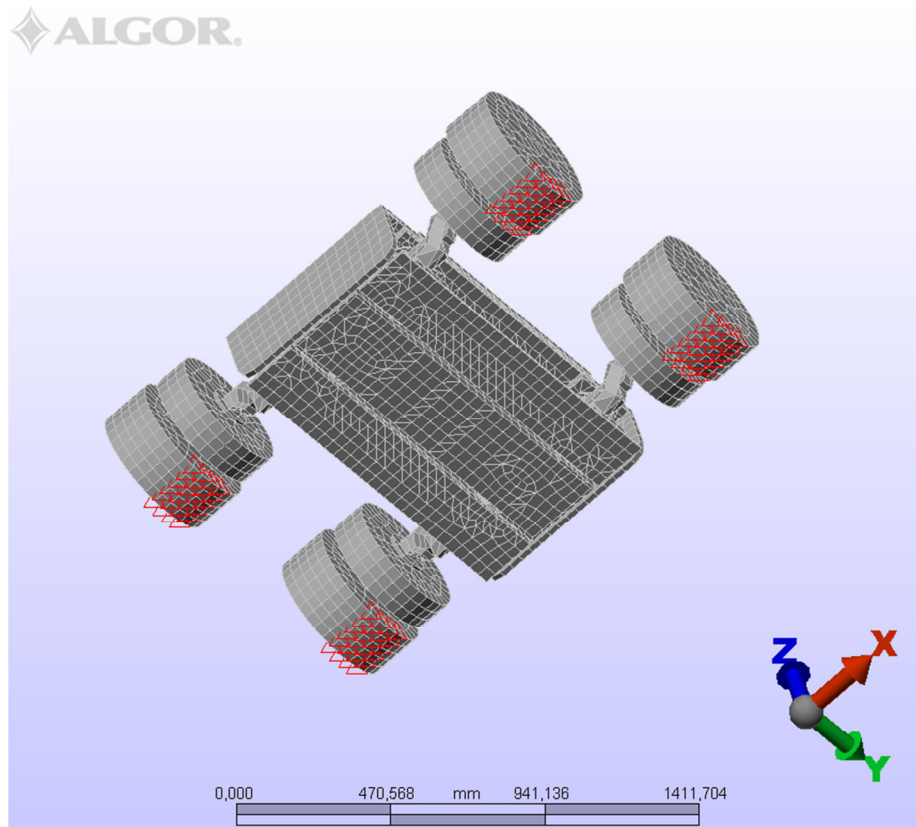
**Figura 8.1: Análisis lineal de frecuencia natural (modal).**

Definimos como tipo de elemento el tipo *Brick*, utilizado para simular el comportamiento de los sólidos y capaces de soportar tres grados de libertad en cada nodo. Posteriormente se definen los parámetros que caracterizan al mismo. Se mantienen los valores por defecto, incluyendo el *Modelo de material* como *Isotrópico*, suponiendo de esta forma que el material tiene propiedades que son idénticas en todas direcciones del espacio.

Llegado a este punto, es posible realizar la discretización del modelo. Esto se consigue mallando el mismo. Ya que no es necesario el refinamiento de ninguna de las piezas, existirá la misma densidad de mallado para cada una de ellas. Por tanto, se

define el mallado del modelo con un 200 % de porcentaje automático para el mallado superficial y mediante bricks y tetraedros para el mallado sólido.

Una vez realizada la discretización del modelo, se obtiene el siguiente resultado (figura 8.2).



**Figura 8.2: Mallado del prototipo.**

El modelo se discretizó formando 86506 elementos. En la tabla 8.1 se muestran los resultados de mallado.

	Parts	Elements
<b>Solid mesh's surface</b>	53	24200
<b>Solid</b>	53	86506

**Tabla 8.1: Resultados de mallado del prototipo.**



Una vez efectuado el mallado del *prototipo simplificado*, el siguiente paso es asignar a cada una de las piezas que forman el conjunto el material del que están compuestas. *Iron*, *Gray Cast ASTM A-48 Grade 60*; *AISI 1006 Steel, cold drawn* y *Plastic-Polycarbonate* son los materiales designados para los imanes, piezas estructurales y ruedas respectivamente. Al igual que en el análisis estático del prototipo.

Del mismo modo, se establece el *Pegado* como tipo de contacto entre superficies del modelo, siendo éste predeterminado por *Algor* una vez ha sido generado el mallado.

En la tabla 8.2 se muestran los parámetros empleados en el análisis.

Datos del programa <i>Algor</i>	
Número de frecuencias o modos a calcular	50
Frecuencia de corte inferior	0 Hz
Frecuencia de corte superior	10000 Hz
Modos de modelos rígidos	1
Número máximo de iteraciones	32
Tolerancia de convergencia para autovalores	0,00001

**Tabla 8.2: Parámetros del análisis.**

Como se ha explicado anteriormente, debido a la naturaleza del problema no se requiere el uso de cargas. Por tanto, solo queda proceder a restringir el modelo. En la figura 8.1 se observa las restricciones impuestas en la zona de rodadura de las ruedas neumáticas. Siendo una restricción total de movimiento y rotaciones (*fixed*).

Por último, se procede a realizar la comprobación del modelo y una vez validado se efectúa el análisis. En el apartado siguiente, se realiza el análisis de resultados estudiando los datos obtenidos para los distintos modos de vibración.

### 8.3. RESULTADOS

Los resultados obtenidos dependen de los parámetros requeridos en el análisis. En este análisis se requirió un rango de frecuencias de 0 – 10000 Hz (tabla 8.2). En el análisis modal, el software *Algor* no toma en cuenta el valor de amortiguación, por lo tanto no se tomó en cuenta porque con amortiguación se aumenta las magnitudes de frecuencia de resonancia, por ser un liberador de energía. [20]

En la tabla 8.3 se muestran los resultados obtenidos para el *prototipo simplificado* representando los valores máximos de desplazamiento en magnitud para cada modo de vibración y frecuencia propia. Hay que indicar que los valores mínimos de desplazamiento en magnitud son de 0 mm para cada uno de los modos de vibración.

Modo	Frecuencia [Hz]	Desplazamiento máximo [mm]
1	42,2563	1,1678
2	50,3385	1,5562
3	76,267	2,1665
4	79,4736	1,6546
5	121,567	2,4733
6	152,451	5,2814
7	153,248	5,2757
8	158,317	4,5906
9	164,279	4,2924
10	228,437	2,2635
11	270,844	3,9337
12	287,361	10,9121
13	292,871	11,8458
14	305,352	8,5042
15	305,903	8,2481
16	306,513	8,8207
17	306,816	8,6998
18	312,126	2,5967
19	316,413	3,6642
20	351,624	4,5096
21	385,567	6,3116
22	389,011	6,8473
23	393,544	5,5403
24	401,639	6,4439
25	403,383	6,2725
26	431,097	3,4897
27	450,139	3,4776
28	469,126	14,89



29	474,478	5,5955
30	483,105	8,9214
31	499,657	8,2132
32	500,459	13,4566
33	508,845	8,4200
34	525,218	7,9105
35	528,981	8,1499
36	531,063	8,7727
37	533,007	9,6500
38	538,502	8,6688
39	551,554	6,0096
40	561,433	6,4592
41	571,797	5,5671
42	573,11	6,1668
43	593,047	6,4976
44	620,446	4,5725
45	637,864	5,1764
46	639,13	4,5995
47	645,177	5,4221
48	646,923	5,4360
49	666,975	4,0604
50	683,201	4,5692

**Tabla 8.3: Modos, frecuencias propias y desplazamientos máximos.**

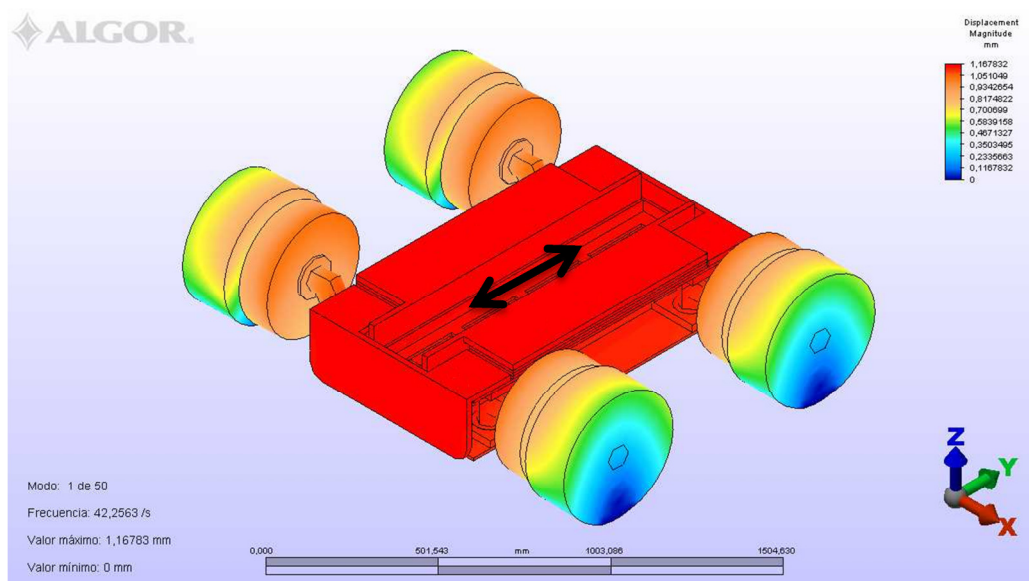
Hay que indicar que para los 50 primeros modos propios de vibración del *prototipo simplificado* la mayoría de desplazamientos máximos obtenidos corresponden a alguna de las 8 ruedas de que consta el modelo. Esto es debido a su disposición geométrica en el prototipo y a la naturaleza del material que constituye dichas piezas. Ya que éste ejerce una menor oposición a cualquier vibración forzada.

Los desplazamientos que ofrece *Algor* para cada modo de vibración son valores ponderados que tratan de medir el efecto que sucede una vez se libera la energía de la vibración para poder comparar el grado de deformación de la estructura en los diferentes casos estudiados.

Esto quiere decir que estos valores obtenidos son las mediciones de cómo se comporta la pieza pero con valores imaginarios. Estos valores no corresponden a valores reales ni se puede esperar que vaya a tener un desplazamiento real.

A continuación se analizan los 10 primeros modos de vibración del conjunto. Se estudia el tipo de oscilación presentada y la posibilidad de producirse una fuerza real en el prototipo capaz de excitarlo a su frecuencia natural. En tal caso se deberá rediseñar el modelo para no llegar a tal punto. El objetivo, por tanto, es determinar los elementos del prototipo más críticos para cada modo de vibración.

- **Modo 1:** Frecuencia 42,26 Hz.



**Figura 8.3: Modo de vibración 1.**

En la figura 8.3 se observa el tipo de movimiento asociado a este modo de vibración. Se produce un movimiento de vaivén u oscilación longitudinal en la dirección de las fuerzas magnéticas de empuje y éstas podrían llegar a excitar la estructura, en el caso de que la frecuencia de excitación se aproxime a la frecuencia resonante. El desplazamiento máximo (en rojo) registra un valor de 1,16 mm.

- **Modo 2:** Frecuencia 50,34 Hz.

Para este modo de vibración (figura 8,4), el tipo de movimiento es un balanceo con respecto al eje vertical Z, siendo más pronunciado en la parte trasera del deslizador. Éste el modo más importante debido al movimiento de funcionamiento del sistema.



Debido a las fuerzas magnéticas de atracción, este movimiento puede aparecer con cierta facilidad y dichas fuerzas podrían excitar la estructura siempre y cuando la frecuencia excitadora se acerque a la frecuencia natural. El desplazamiento máximo se produce en el perfil frontal en L, siendo su valor de 1,55 mm.

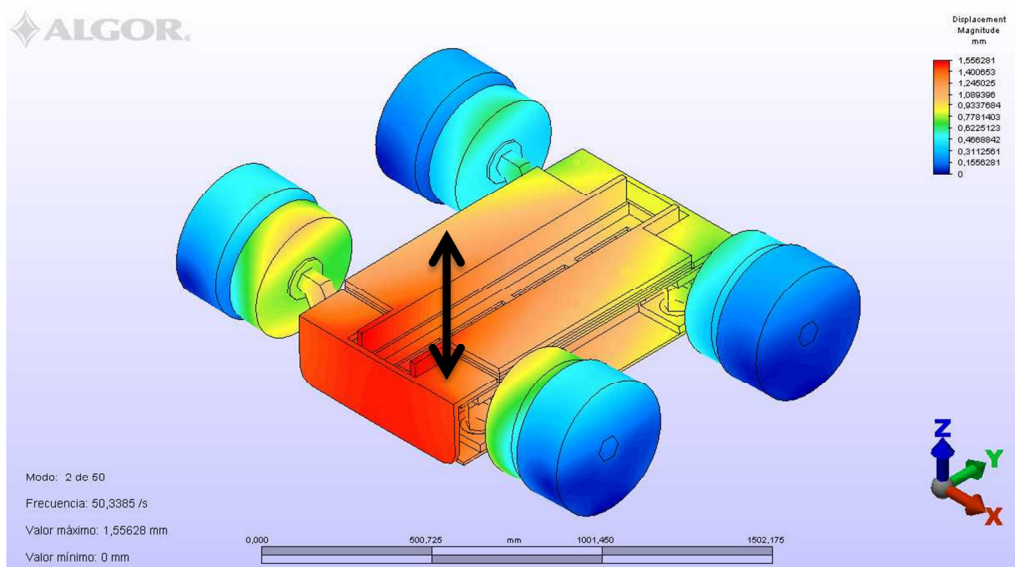


Figura 8.4: Modo de vibración 2.

- **Modo 3:** Frecuencia 76,27 Hz.

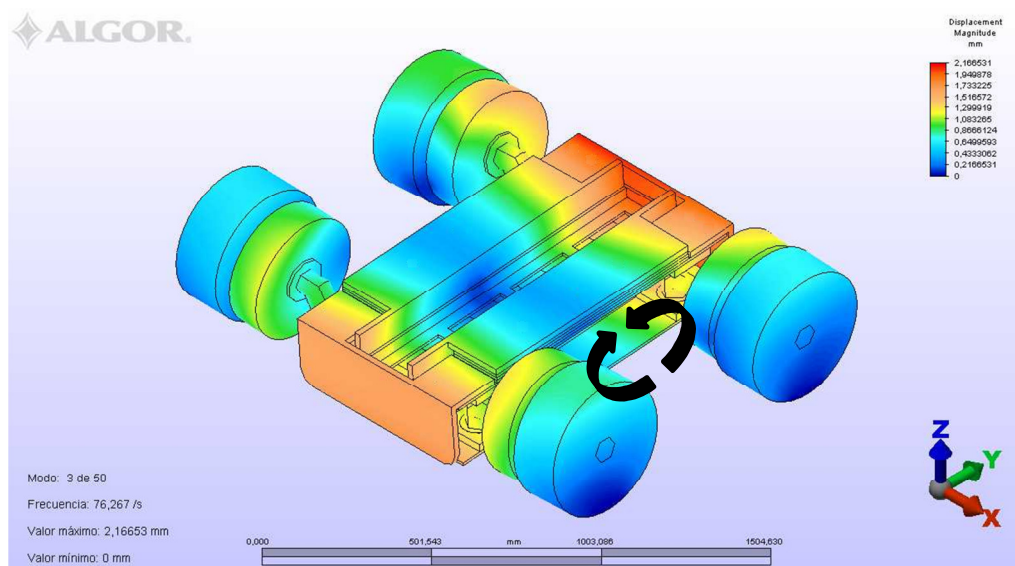
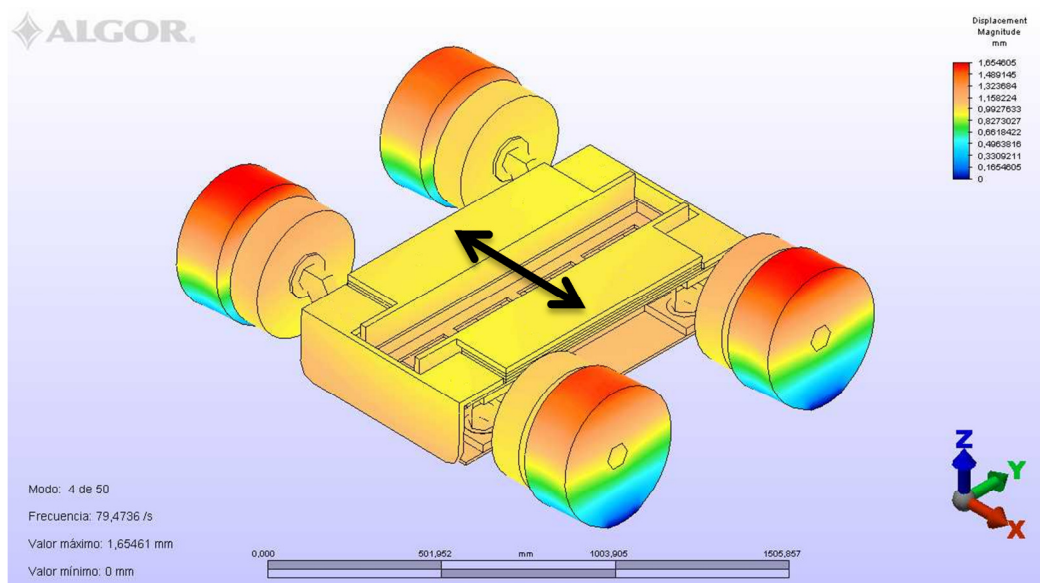


Figura 8.5: Modo de vibración 3.

El movimiento de oscilación en este modo de vibración consiste en un movimiento de rotación respecto al eje X. En la figura 8.5, se puede apreciar el centro instantáneo de rotación. Dada la orientación de los imanes, podría existir alguna posibilidad de excitar el modelo para crear esta oscilación, aun así es muy improbable.

- **Modo 4:** Frecuencia 79,47 Hz.



**Figura 8.6: Modo de vibración 4.**

El modo de vibración número 4 (figura 8.6), consiste en un balanceo transversal (dirección del eje X) de todo el modelo. El desplazamiento máximo se produce en el conjunto de las 4 ruedas neumáticas. Esta oscilación no entraña peligro, puesto que la fuerza externa necesaria para provocar este movimiento en la dirección del eje X es impropia para este prototipo.

- **Modo 5:** Frecuencia 121,57 Hz.

Para este modo de vibración (figura 8.7), el movimiento relativo consiste en una rotación con respecto al eje Z. El centro instantáneo de rotación se encuentra localizado en el centro del prototipo. Hay que indicar que este modo de vibración es imposible que

aparezca, dada la orientación magnética de las fuerzas y la simetría del problema, no es posible que aparezca una fuerza capaz de excitar de tal forma al deslizador.

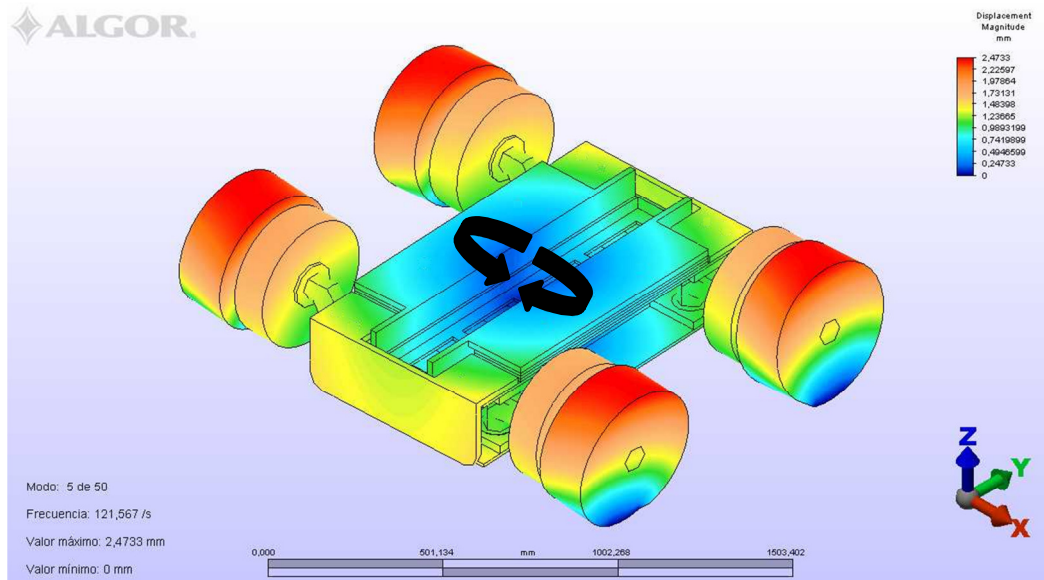


Figura 8.7: Modo de vibración 5.

- **Modo 6:** Frecuencia 152,45 Hz.

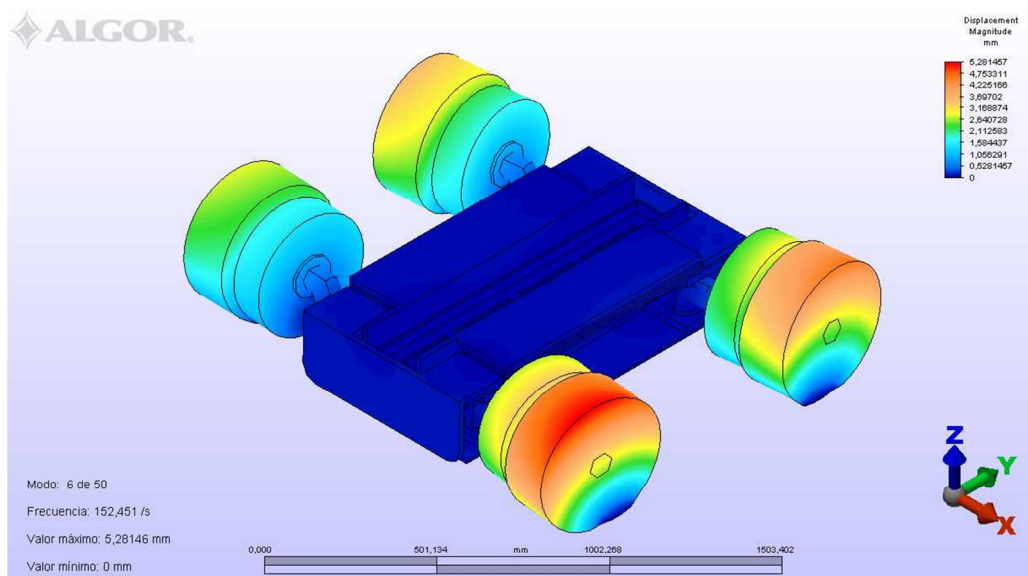
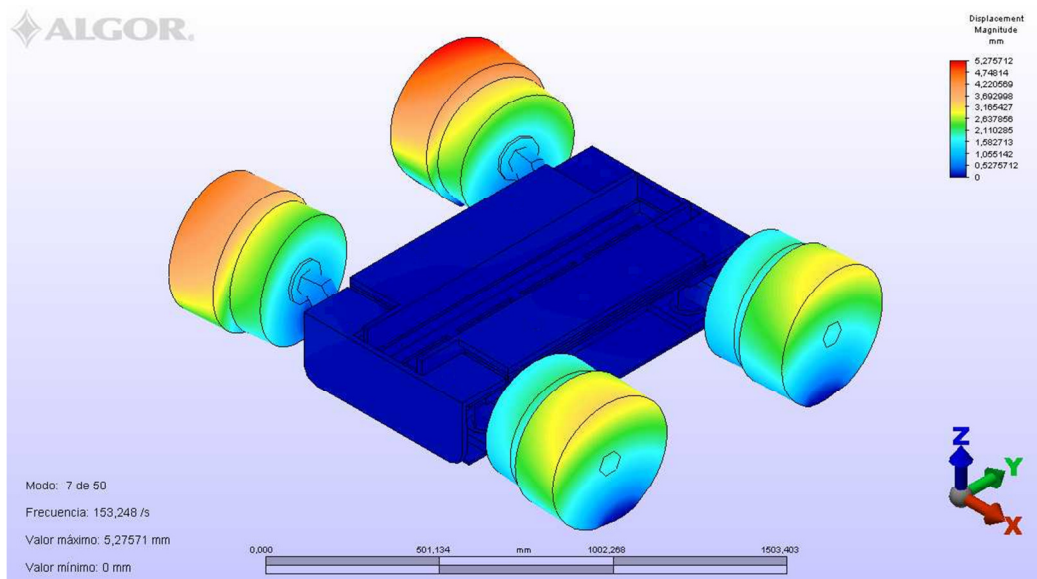


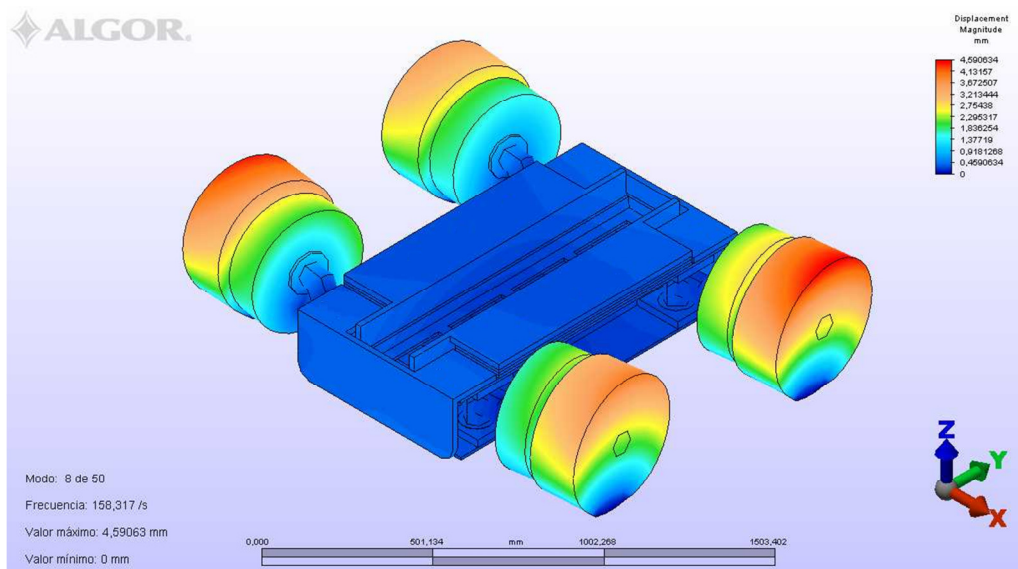
Figura 8.8: Modo de vibración 6.

- **Modo 7:** Frecuencia 153,25 Hz.



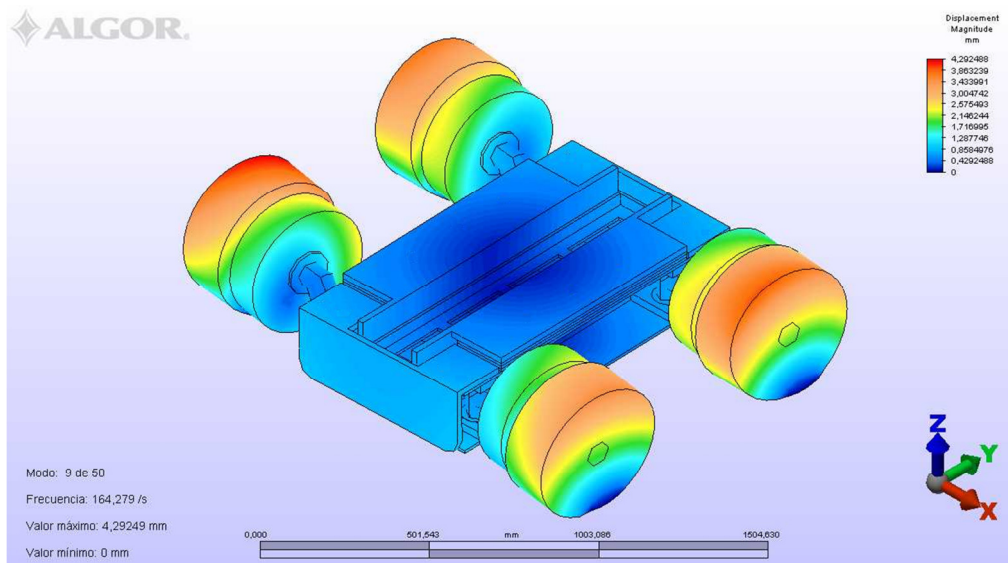
**Figura 8.9: Modo de vibración 7.**

- **Modo 8:** Frecuencia 158,32 Hz.



**Figura 8.10: Modo de vibración 8.**

- **Modo 9:** Frecuencia 164,28 Hz.



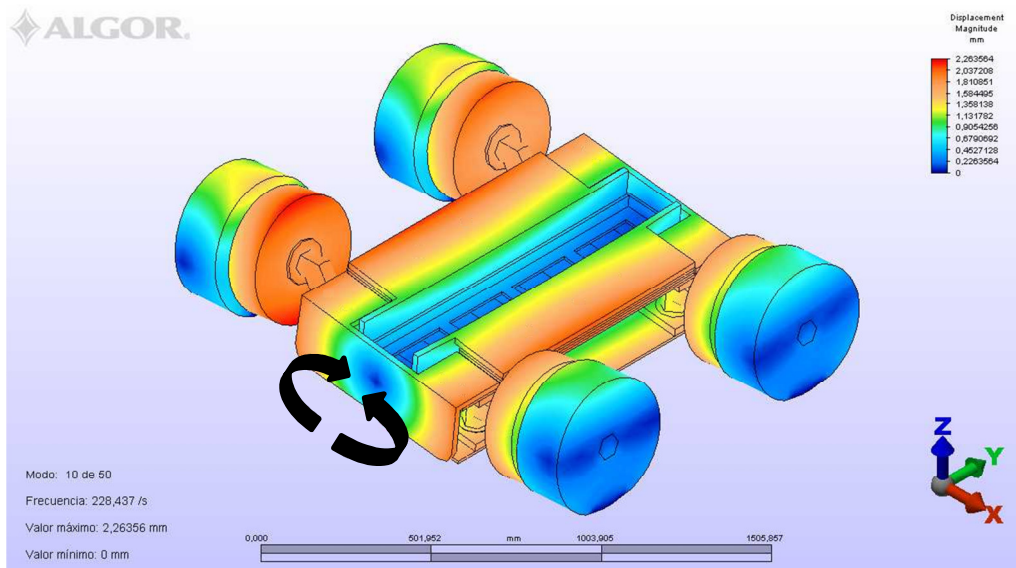
**Figura 8.11: Modo de vibración 9.**

En los modos de vibración anteriormente ilustrados, modos 6, 7, 8 y 9, se puede apreciar como los desplazamientos máximos en magnitud se encuentran en cada caso en una o varias ruedas (figuras 8,8, 8,9, 8.10 y 8.11). Esta situación se produce en 37 de los 50 primeros modos propios de vibración del prototipo como puede comprobarse en el Anexo III. Debido a ello, es obvio que el diseño de las ruedas es un punto importante a tener en cuenta para obtener un buen funcionamiento del conjunto así como para asegurar la integridad estructural del mismo. Aun así, hay que indicar que es necesaria la existencia de una fuerza capaz de excitar la estructura del prototipo a estas frecuencias de resonancia y que por sus elevados valores resultaría casi imposible.

- **Modo 10:** Frecuencia 228,44 Hz.

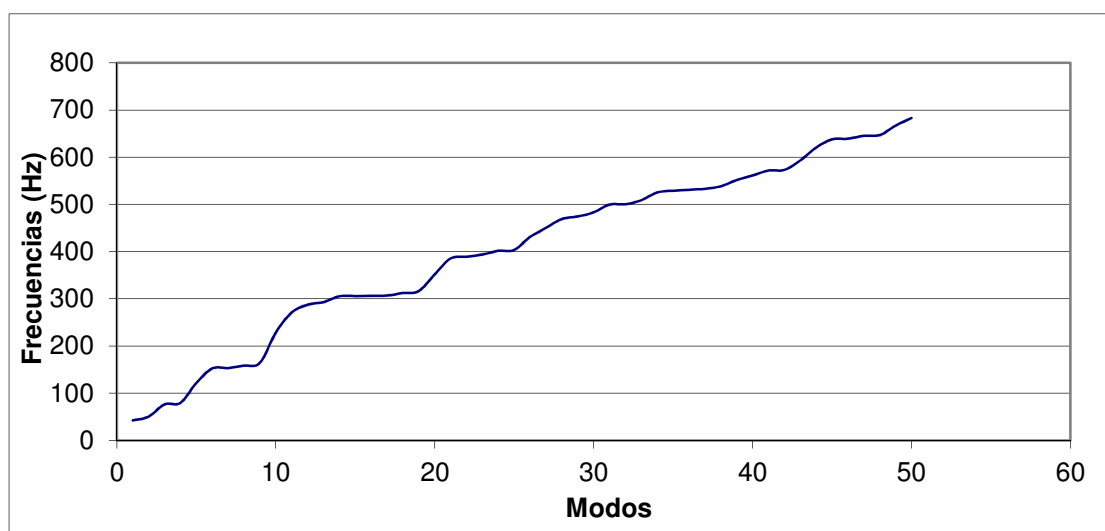
El movimiento y oscilación en este modo de vibración consiste en una rotación respecto del eje Y (figura 8.12) en la cual se obtiene un desplazamiento máximo de 2,26 mm. Por el tipo de movimiento resulta casi imposible que exista una fuerza real que excite la estructura del modelo. Aún más si cabe, la elevada frecuencia natural del modo (228,44 Hz) imposibilita tal efecto.





**Figura 8.12: Modo de vibración 10.**

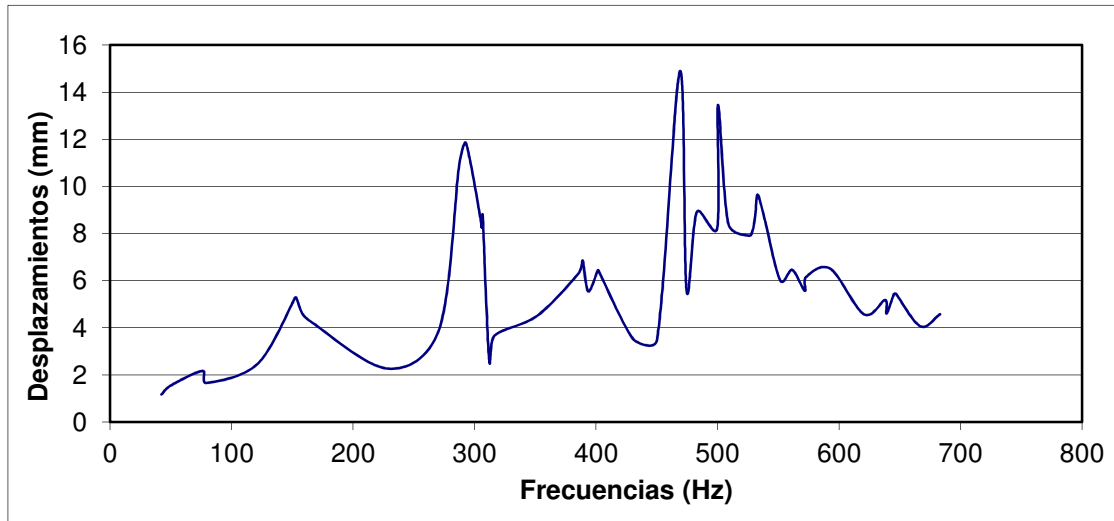
En la gráfica siguiente (gráfica 8.1) se representa de una forma más intuitiva la relación existente entre los modos de vibración y las frecuencias naturales de cada uno de ellos.



**Gráfica 8.1: Modos de vibración vs frecuencias naturales.**

De esta gráfica se desprende algo que se ve a primera vista. Las frecuencias de resonancia crecen gradualmente con una pendiente prácticamente constante con lo que se puede decir que aumenta según una función no lineal a lo largo de los diferentes

modos. No hay saltos bruscos entre las frecuencias con lo que queda demostrado que todas ellas pertenecen al mismo sistema.



**Gráfica 8.2: Frecuencias naturales vs desplazamientos máximos.**

En la gráfica 8.2 puede verse la no linealidad existente de desplazamientos conforme aumenta las frecuencias naturales para cada uno de los modos de vibración. Se consiguen los mismos desplazamientos en rangos de frecuencias muy grandes. Además pueden apreciarse picos de grandes desplazamientos en intervalos de frecuencias pequeños lo que corrobora la poca homogeneidad del sistema lo cual es debido a la disparidad en la geometría, disposición y diseño de las piezas del modelo del deslizador.



## CAPÍTULO 9 CONCLUSIONES

---

Al comienzo de esta memoria se comentaron los objetivos de este proyecto. En primer lugar, profundizar en el aprendizaje y manejo de herramientas de diseño mecánico en 3D (en el caso que nos ocupa, *Solid Edge*), y de programas de cálculo mediante el método de los elementos finitos FEM (*Flux* y *Algor*).

En segundo lugar, aplicar estas herramientas con el objeto de diseñar, modelar y analizar la estructura portante de un prototipo de vehículo de transporte propulsado mediante tracción con un motor lineal síncrono de imanes permanentes.

Para poder comenzar con este proyecto, primeramente se establecieron las características iniciales de diseño para saber qué era lo que se esperaba de este proyecto. Se requería que el deslizador de un MLSIP cumpliera ciertos requisitos, como son la incorporación de ruedas neumáticas para unas dimensiones reducidas, un número específico de imanes en configuración *Halbach* y una determinada anchura de entrehierro designada para un funcionamiento normal.



En el cálculo de las fuerzas de origen electromagnético del prototipo, que influirán de forma significativa en el diseño y modelado de su estructura, se concluye que:

- Una disminución en la distancia de entrehierro, provoca un aumento exponencial en los valores de la fuerza de atracción y de la fuerza de empuje, que se producen entre los imanes que forman el sistema de excitación electromagnético y los devanados del inductor.

La realización del modelado del deslizador, mediante software asistido por ordenador CAD, que debía cumplir una doble función, estructural y práctica, concluye que:

- Para el diseño de la estructura portante, encargada de soportar todos y cada uno de los esfuerzos y tensiones provocadas por la atracción de los imanes hacia la armadura, se modelaron cada uno de sus componentes de forma que pudieran realizar la función requerida sin fallar, para ello se aplicaron los conocimientos adquiridos en estática, mecánica de sólidos y diseño de máquinas.
- El diseño del perfil en forma de cuna, que contiene los imanes, satisface el objetivo de cumplir con la función de carril para la correcta disposición de los mismos, dada su elevada potencia, tamaño y determinada colocación.
- Ante la problemática de una posible reducción del radio exterior de uno o varios neumáticos ante causas externas no controladas, se ideó una medida de prevención (inyección de *TyrFil* en los neumáticos), y se instaló un sistema de seguridad (ruedas auxiliares).

En la caracterización del comportamiento mecánico del conjunto y piezas del deslizador del MLSIP mediante la realización de análisis estáticos basados en ensayos FEM, se concluye que:

- Tanto para un funcionamiento normal como para un funcionamiento de emergencia, la tensión máxima producida en cada pieza se encuentra lejos del límite elástico del material que la forma. Esto significa, que ninguna de las piezas del modelo plastifica y las deformaciones registradas son recuperables,

cumpliendo así la función para la cual fueron diseñadas. El factor de seguridad mínimo registrado en el modelo simulado, para ambos casos, es superior a 3 respecto al límite elástico.

- La pieza que registra los valores de tensión más elevados es el eje. Ello demuestra, la importancia de haber realizado un estudio estático previo de la misma, la cual es clave en el deslizador.
- Debido a las condiciones impuestas en el análisis, las ruedas neumáticas no presentan esfuerzos. Esto no quiere decir que para un funcionamiento real no se presenten. Por ello, es preciso indicar que el fabricante garantiza un correcto funcionamiento y asegura, ante las cargas estudiadas, un coeficiente de seguridad del producto de 2,4. Siendo el elemento del deslizador de mayor riesgo.
- El desplazamiento máximo registrado es de 0,415 mm en el sentido negativo del eje Z, como era de esperar, coincidiendo con la dirección y sentido de aplicación de la carga distribuida de atracción. Este desplazamiento es inapreciable para el ojo humano y es considerado mínimo y sin consecuencias.

La caracterización del comportamiento mecánico del deslizador del MLSIP mediante la realización del análisis modal en ensayos FEM, concluye que:

- No se presentan riesgos reales de resonancia, ya que para las excitaciones aplicadas al conjunto de la estructura para un funcionamiento normal es muy improbable que éstas puedan producirse en igual dirección y sentido que alguno de los modos propios. Además su frecuencia excitadora deberá aproximarse a la frecuencia resonante.
- Los valores de frecuencia natural son bastante elevados. Esto supone que no presentan riesgo de fatiga para la estructura.
- El conjunto de las ruedas neumáticas y las ruedas auxiliares son los elementos más solicitados para altas frecuencias. Aunque resulta muy improbable la posibilidad de que lleguen a oscilar, ya que en el funcionamiento real del prototipo no se van a imponer fuerzas oscilatorias en estos elementos para unos rangos de frecuencia tan elevados.



## **CAPÍTULO 10**

### **TRABAJOS FUTUROS**

---

Repetir los cálculos en un ordenador con una mayor capacidad de procesamiento, ya que posibilitaría el análisis de un modelo con menos simplificaciones y se hallarían unas distribuciones de tensiones y desplazamientos más precisos.

Rediseñar el modelo para que el factor de seguridad mínimo aumente, a ser posible disminuyendo el peso del modelo y el coste de material pensando en una futura implementación.

Contactar con el proveedor *MACISA RUEDAS INDUSTRIALES S.L.* para que proporcione la mejor solución para incorporar un conjunto de llanta y rodamientos al neumático seleccionado pensando en una futura implementación del modelo.

Creación de un modelo tridimensional para la realización del estudio electromagnético de fuerzas para la obtención de resultados más fiables si cabe.



Realización de un estudio dinámico del deslizador mediante un modelo 2D/3D, según los recursos de hardware lo hagan posible, para obtener un mayor número de datos sobre su comportamiento mecánico.



## CAPÍTULO 11 PRESUPUESTO

A continuación, se adjunta el presupuesto del proyecto donde se detallan los costes tanto de los componentes informáticos, como de las horas de trabajo de cada una de las partes del mismo:

Concepto	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Total
1	Ordenador <i>DELL T7400</i>	1	1.900,00 €	1.900,00 €
2	Licencia <i>Flux™ V10.3</i>	1	25.000,00 €	25.000,00 €
3	Licencia <i>Solid Edge V19</i>	1	1.800,00 €	1.800,00 €
4	Licencia <i>Algor™ V23.1</i>	1	2.000,00 €	2.000,00 €
5	Horas de diseño	220	22,00 €	4.840,00 €
6	Horas de cálculo	300	25,00 €	7.500,00 €
7	Horas de análisis	140	25,00 €	3.500,00 €
8	Elaboración del documento técnico	200	22,00 €	4.400,00 €
9	Elaboración de planos	10	20,00 €	200,00 €
			<b>Subtotal</b>	<b>51.140 €</b>

**Tabla 11.1: Presupuesto.**



## CAPÍTULO 12 BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] [http://www.foroinnovatec.com/Mesa-Redonda-Nuevas-tecnologias-en-el-transporte-publico-metropolitano-BR-%C2%A0\\_a16.html](http://www.foroinnovatec.com/Mesa-Redonda-Nuevas-tecnologias-en-el-transporte-publico-metropolitano-BR-%C2%A0_a16.html)  
Teófilo Serrano Beltrán, actual presidente de la entidad pública empresarial *RENFE-Operadora*.
- [2] [http://www.tendencias21.net/Proyectan-el-primen-tren-de-levitacion-magnetica-en-Espana\\_a4960.html](http://www.tendencias21.net/Proyectan-el-primen-tren-de-levitacion-magnetica-en-Espana_a4960.html)
- [3] NORTON, R. L. (1999). *Diseño de máquinas*. México: Prentice Hall.
- [4] González Palomino, Gabriel “Análisis Motor Lineal Síncrono de Imanes Permanentes” Tesina de Master 2008. *Universidad Carlos III de Madrid*.



- [5] <http://www.mecmod.com/downloads/Publi/Ultimas-tendencias-servoaccionamientos.pdf>
- [6] ZIENKIEWICZ, O. C. *El método de los elementos finitos. Las bases. Volumen1*. 5ª edición. *Centro Internacional de métodos numéricos en Ingeniería (CIMNE)*. Barcelona (España) .2004.
- [7] <http://www.cedrat.com/en/software-solutions/flux.html>
- [8] Manual de *Solid Edge* Versión 19.
- [9] *Algor Professional Training Manual*. ALGOR, Inc. Pittsburgh, USA. 2007.
- [10] <http://www.macisa.es/hauler.manutencion.html>
- [11] <http://www.polycil.co.uk/es/products/tyrfil/index.asp?lang=es>
- [12] <http://www.blickle.es/25/produkte/GB-250-35K.html>
- [13] <http://www.blickle.es/25/produkte/GSPO-400-80K.html>
- [14] Javier Rivas Conde, Gabriel González Palomino, Edwin Laniado Jacome, Jaime Montoya Larrahondo “New method of vibration analysis of signal force of skew permanent magnet in permanent magnet linear synchronous motors”. *International Review of Electrical Engineering (I.R.E.E.) Vol. 5, N. 5, September-October 2010*.
- [15] <http://www.caesoft.es/productos/algor/dinamica/estatico/estatico.htm>
- [16] <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=101027&prodid=1010271916>



- [17] Jiménez Pérez Mitre, Alfredo “Análisis, optimización con interacción de Dummy, de la carrocería del automóvil “Tubulare SAND CAR” de Tecnoidea SA de CV en impacto frontal empleando el método de elementos finitos en ALGOR FEA mediante la simulación de eventos mecánicos” Tesis Profesional 2004. *Escuela de ingeniería de la Universidad de las Américas Puebla de México.*
- [18] Robert F. Steidel. *Introducción al estudio de las vibraciones mecánicas.*
- [19] William Tyrrell Thomson. *Teoría de vibraciones: aplicaciones.*
- [20] Simon Braun. *Enciclopedia de la vibración.* 2006. USA





# ANEXOS

---



## **ANEXO I**

### **Datos provenientes de *FLUX***

---



En la tabla i se adjuntan los datos correspondientes a las fuerzas de empuje, fuerza de atracción y fuerza total en función de la distancia recorrida por el deslizador:

<b>Distancia deslizador</b>	<b>Fuerza de empuje [N]</b>	<b>Fuerza de atracción [N]</b>	<b>Fuerza total [N]</b>
1.188,80	4.998,65	28.358,55	28.795,73
1.226,70	8.015,46	24.272,00	25.561,25
1.264,50	8.368,88	19.236,58	20.978,19
1.302,40	5.858,15	14.777,76	15.896,54
1.340,20	1.366,51	12.558,58	12.632,71
1.378,10	-3.646,00	13.204,37	13.698,49
1.415,90	-7.441,10	16.682,59	18.266,88
1.453,80	-8.666,46	21.660,45	23.329,87
1.491,60	-6.890,56	26.570,29	27.449,23
1.532,20	-2.344,52	29.631,31	29.723,92
1.570,00	2.703,18	29.533,59	29.657,04
1.607,90	6.833,38	26.524,64	27.390,73
1.645,70	8.550,07	21.771,13	23.389,87
1.683,60	7.436,13	16.800,45	18.372,56
1.721,40	3.746,08	13.315,82	13.832,72
1.759,30	-1.202,79	12.501,37	12.559,10
1.816,00	-7.465,54	16.703,02	18.295,49
1.853,90	-8.645,33	21.678,89	23.339,15
1.891,70	-6.898,68	26.576,84	27.457,61
1.929,60	-2.709,28	29.537,18	29.661,17
1.967,40	2.346,22	29.646,87	29.739,56
2.005,30	6.602,41	26.801,08	27.602,35
2.045,80	8.555,23	21.756,77	23.378,39
2.083,70	7.425,01	16.785,93	18.354,78
2.121,50	3.732,09	13.310,22	13.823,55
2.159,40	-1.214,51	12.500,82	12.559,68
2.197,20	-5.853,87	14.671,97	15.796,66
2.235,10	-8.427,52	19.114,71	20.890,08
2.275,60	-8.031,67	24.615,60	25.892,77
2.313,50	-4.650,39	28.602,81	28.978,38
2.351,30	171,71	29.964,25	29.964,74
2.389,20	5.003,02	28.339,41	28.777,64
2.427,00	8.030,65	24.237,87	25.533,62
2.464,90	8.360,75	19.196,96	20.938,61
2.500,00	6.099,59	15.005,81	16.198,13

**Tabla i: Fuerzas de empuje, atracción y total en función de la distancia recorrida por el deslizador.**



## **ANEXO II**

### **Planos y detalles geométricos del prototipo**

---

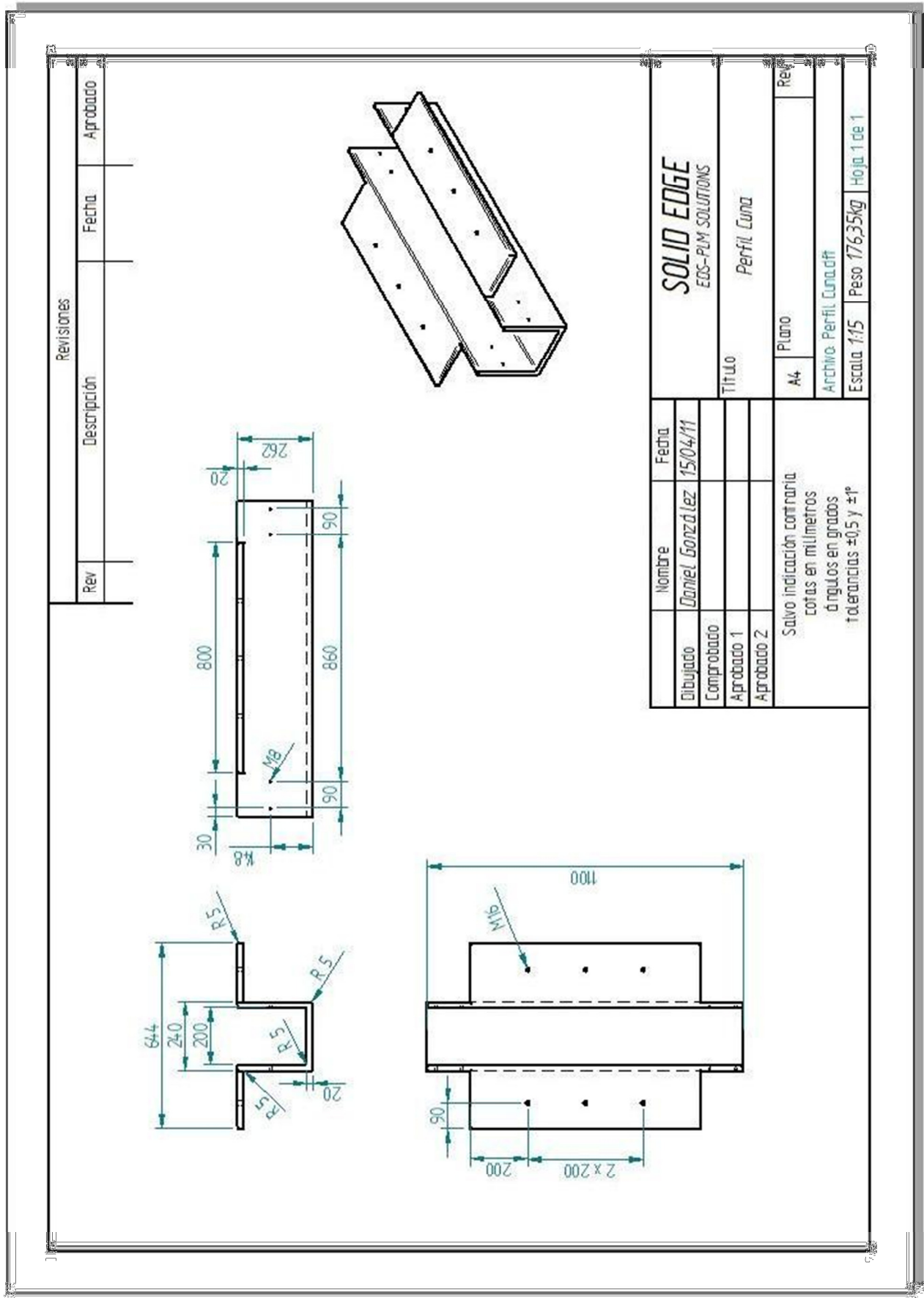


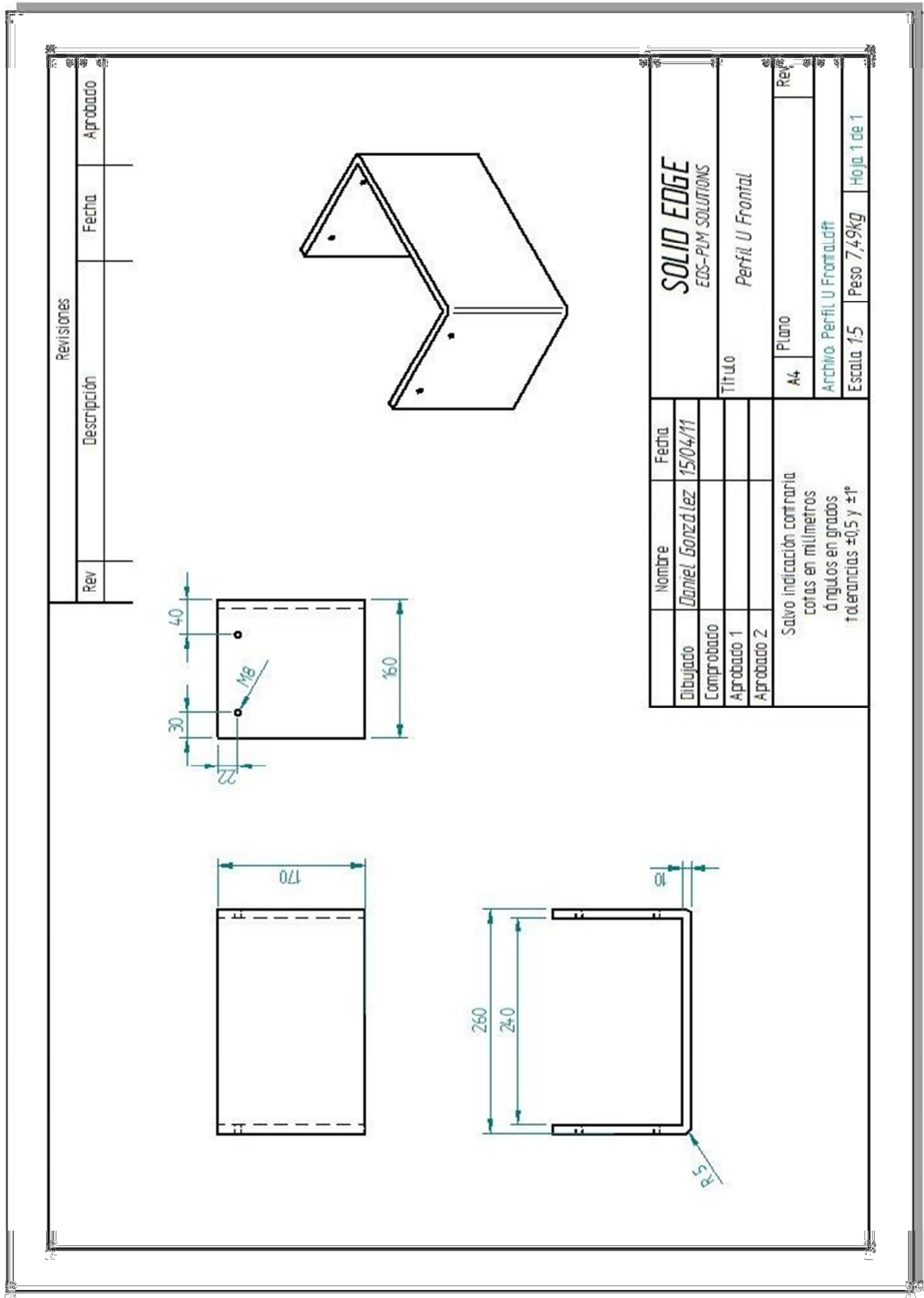
En este segundo anexo se muestran cada uno de los planos de las piezas diseñadas para el deslizador del motor lineal síncrono de imanes permanentes. Las piezas que comprenden el grupo de arandelas, tornillos y tuercas al ser piezas normalizadas no son representadas en plano, sino que se encuentran designadas por su modelo en la tabla siguiente. Además, se incluyen las fichas técnicas de los elementos incorporados al deslizador, siendo éstos: las ruedas neumáticas, las ruedas auxiliares y los rodamientos. Para concluir se especifican las propiedades físicas del prototipo analizado.

En la tabla ii se desglosa la totalidad de las piezas que componen el diseño del *prototipo final* visualizado en el capítulo 6.

PIEZA	UNIDADES
Perfil Cuna	1
Perfil U Frontal	2
Imán	11
Perfil C Superior	1
Pletina	8
Perfil L Frontal	2
Perfil U Lateral	2
Chapa Lateral	8
Eje	8
Rodamiento	8
Rueda Neumática	4
Rueda Auxiliar	4
Arandela DIN 125A M8	8
Arandela DIN 125A M16	6
Tornillo DIN 933 M8 L50	8
Tornillo DIN 933 M16 L90	6
Tuerca DIN 934 M8	8
Tuerca DIN 934 M16	6
<b>TOTAL</b>	<b>101</b>

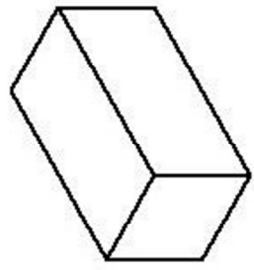
**Tabla ii: Desglose de las piezas del *prototipo final*.**

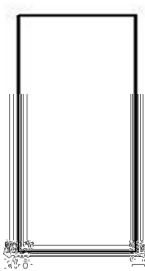
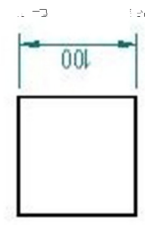


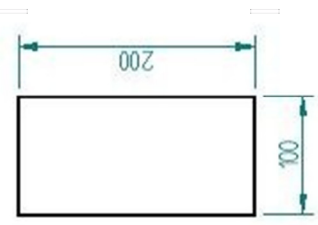




Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

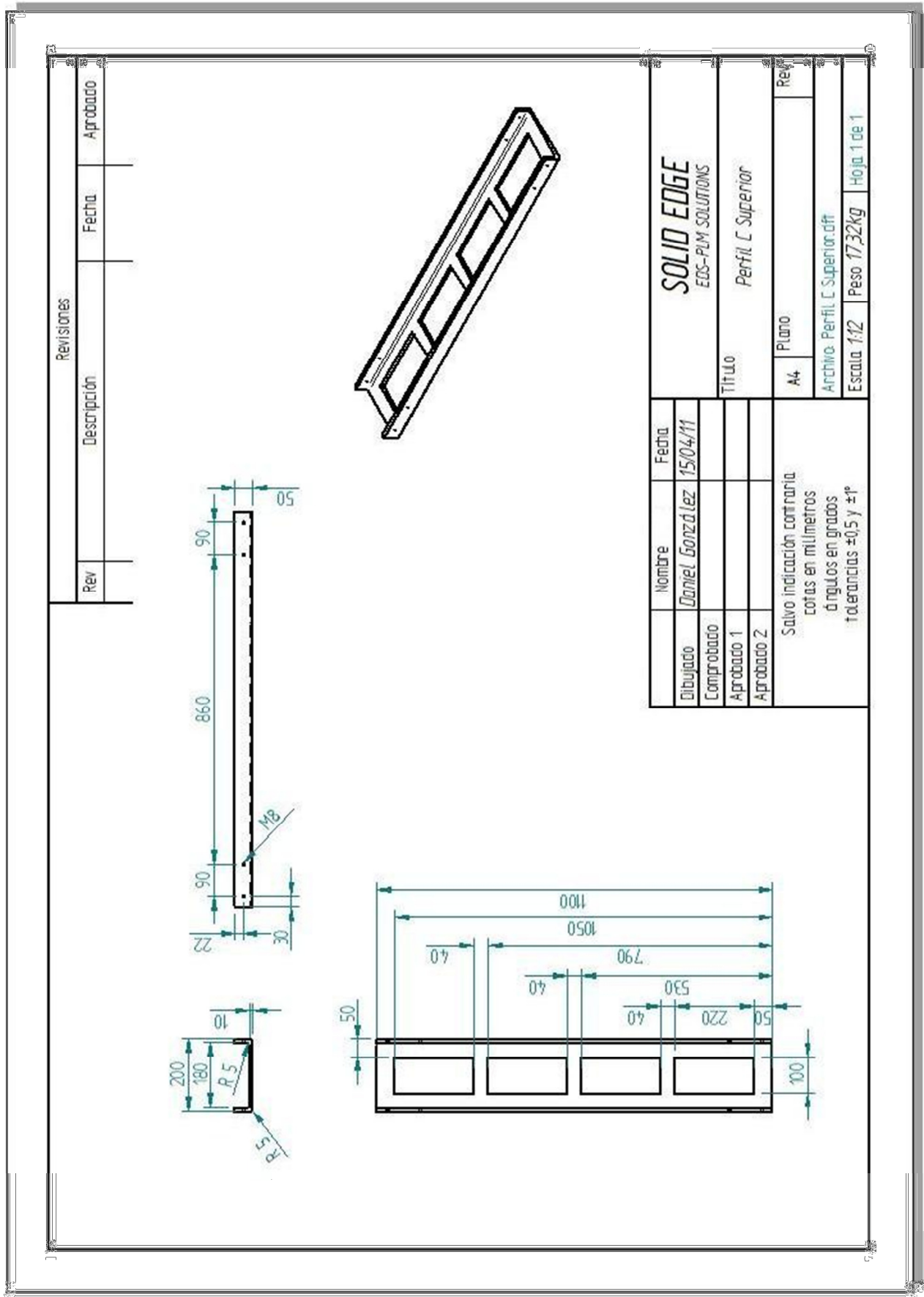


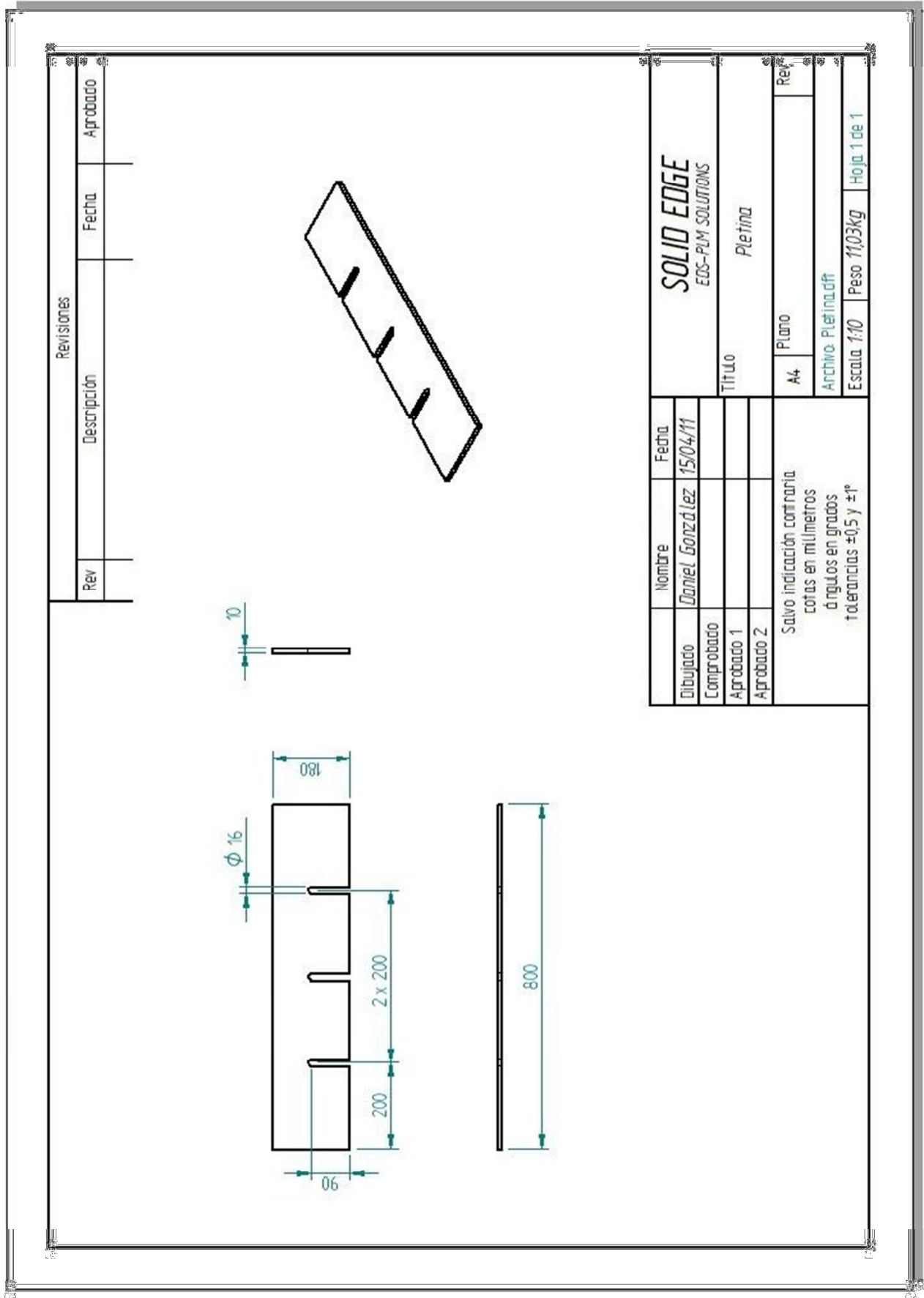
  


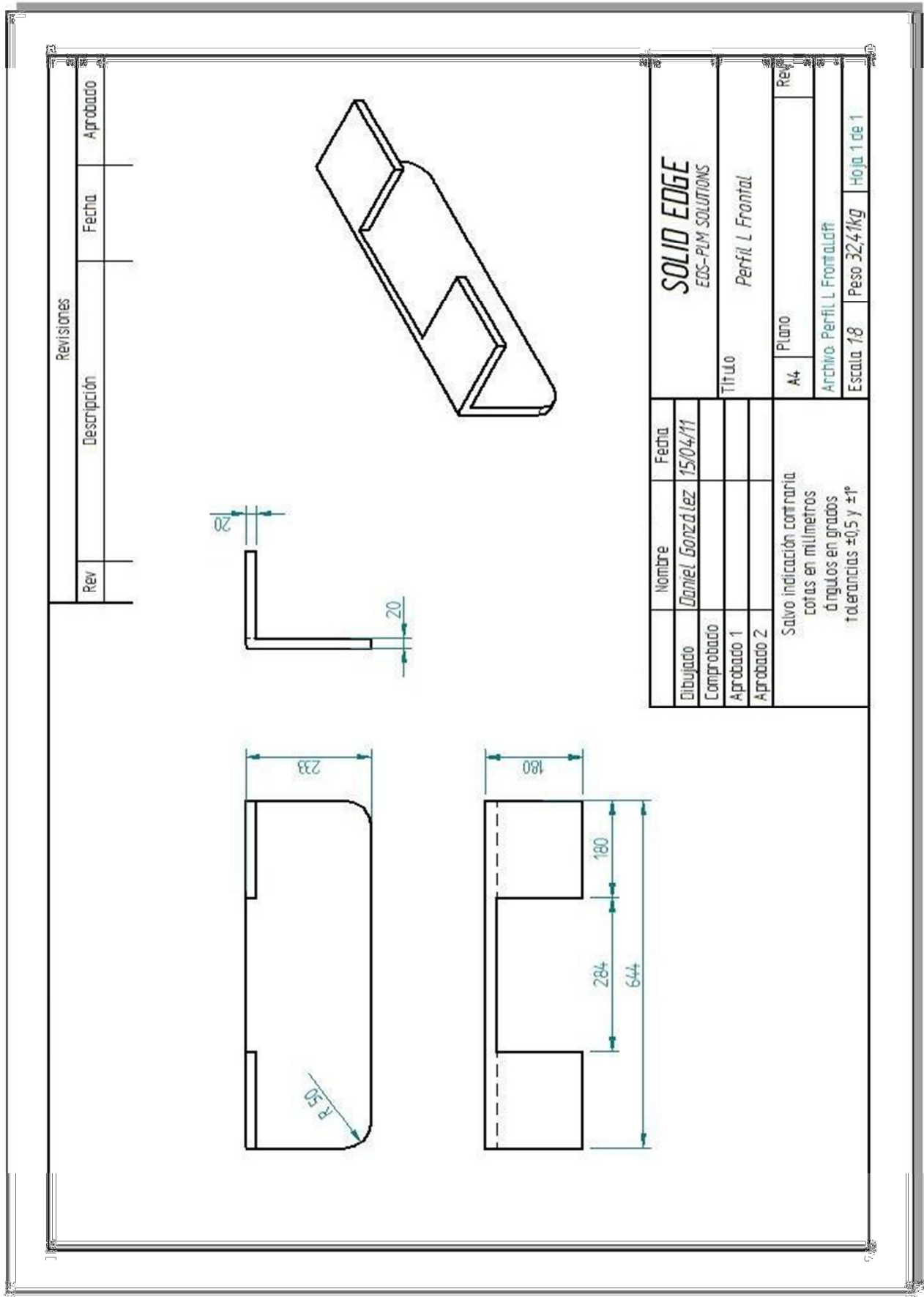


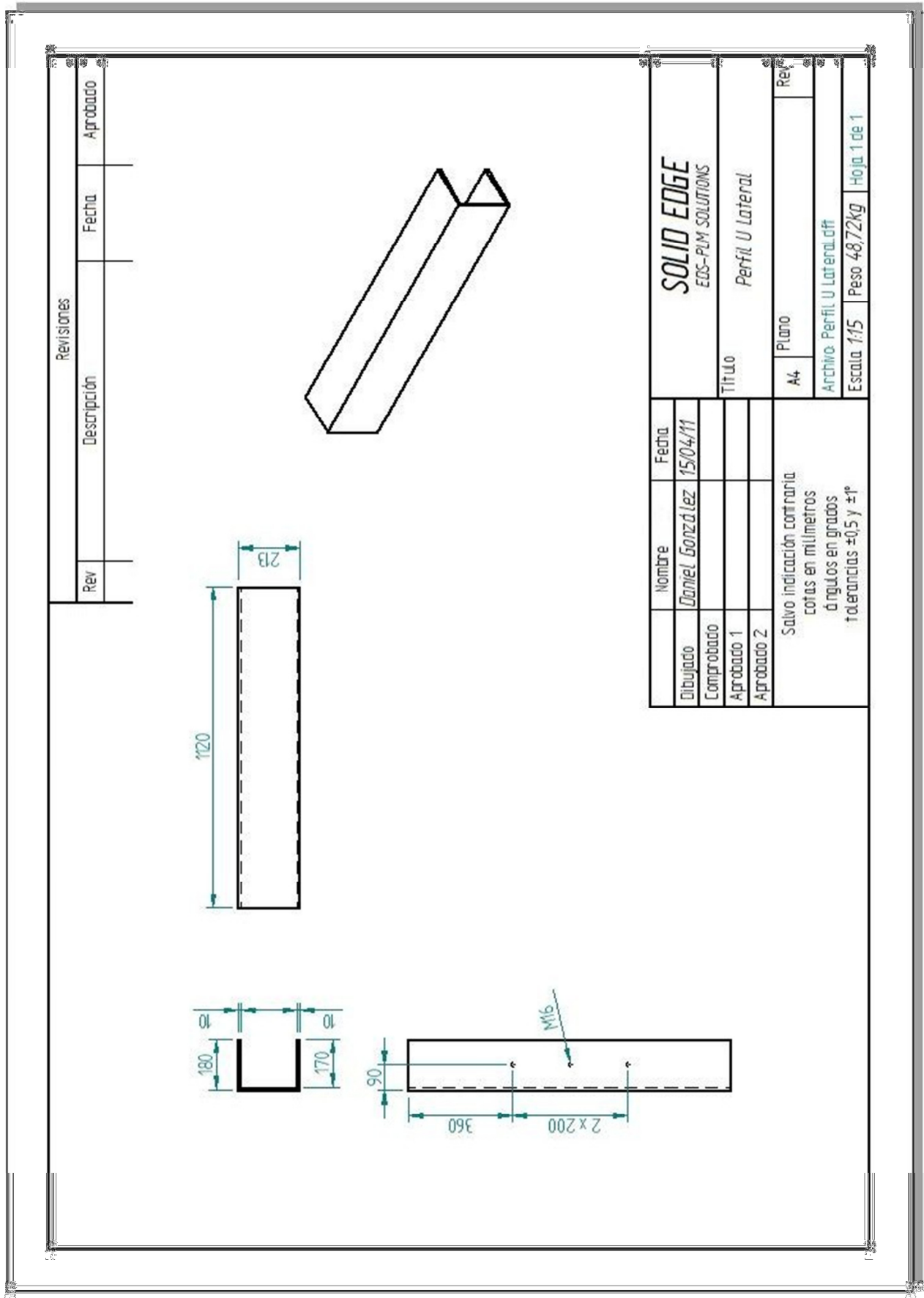
Dibujado	Nombre	Fecha	<b>SOLID EDGE</b> EDS-PLM SOLUTIONS	
Comprobado	Daniel González	15/04/11	Título <b>Imán</b>	
Aprobado 1				
Aprobado 2				
Salvo indicación contraria cotas en milímetros ángulos en grados tolerancias $\pm 0.5$ y $\pm 1^\circ$			Rev	Plano
			A4	Archivo: Imán.dft
			Escala 1:5	Peso 14,80kg
			Hoja 1 de 1	

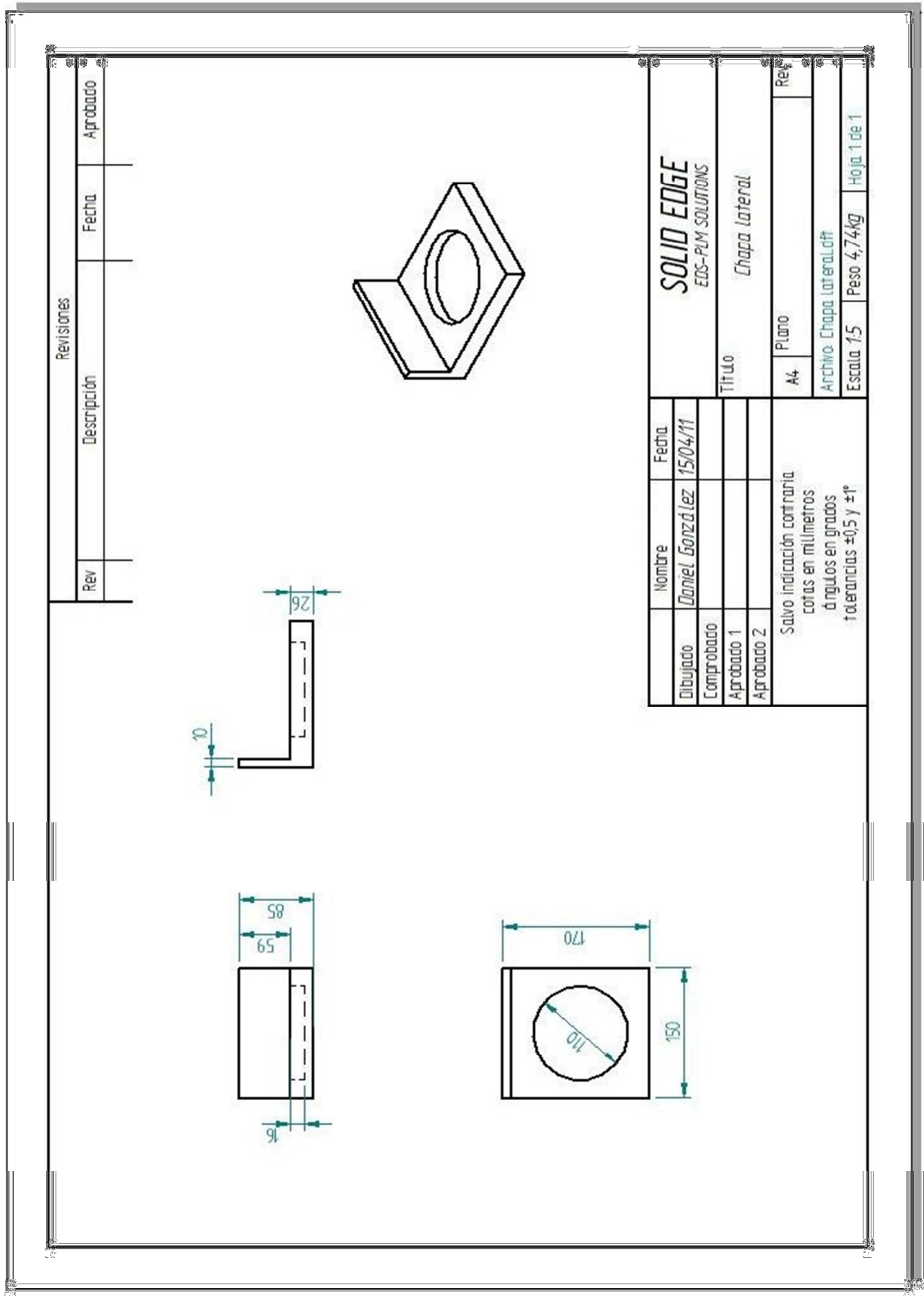


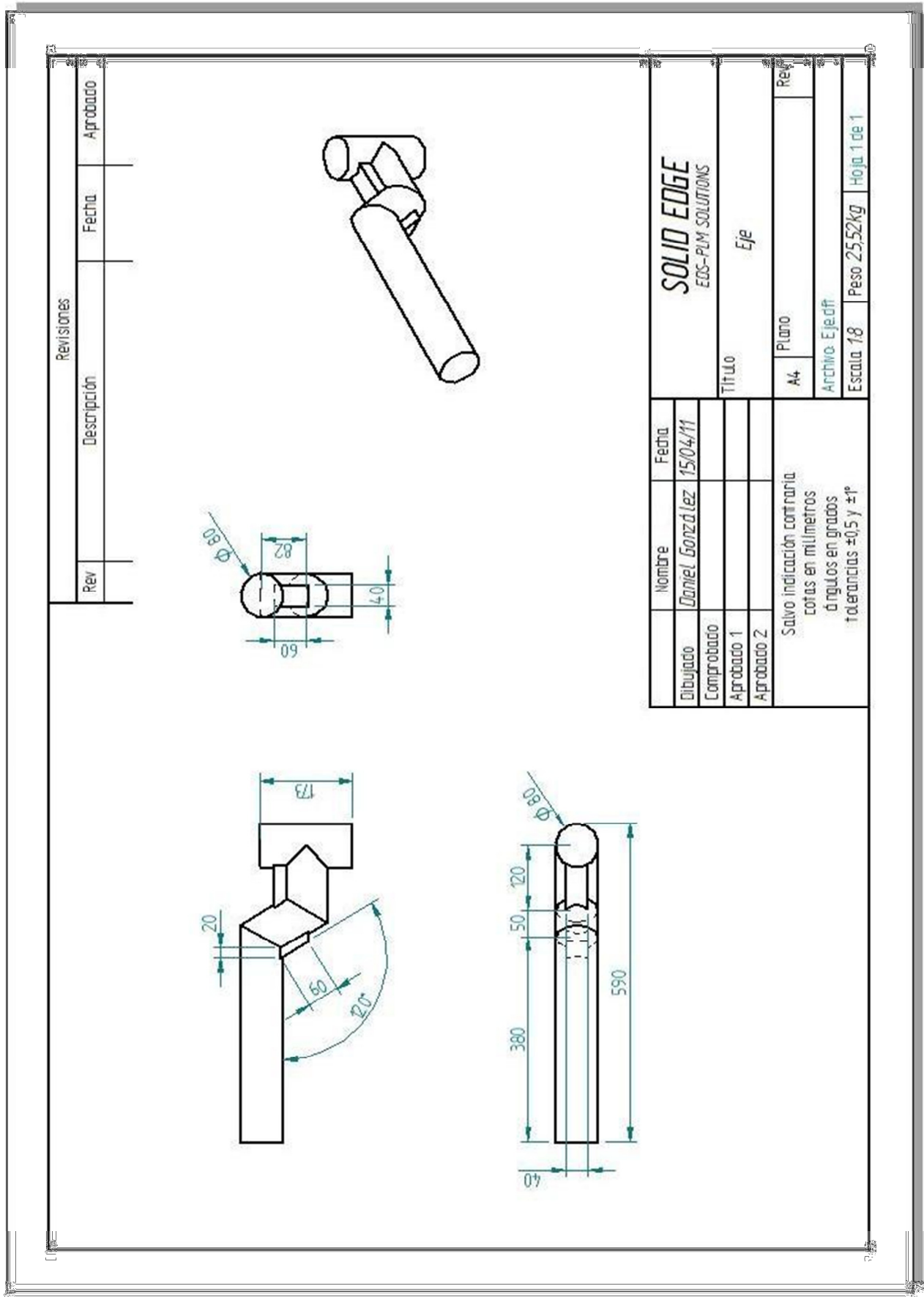








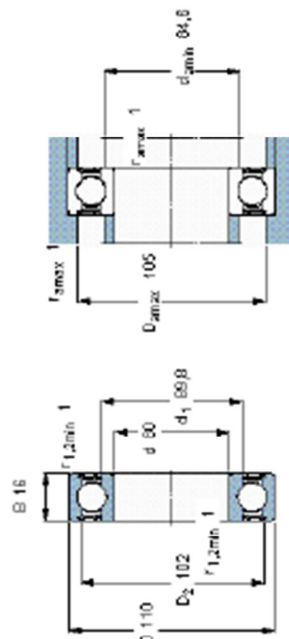




**SKF**

**Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, obturaciones rozantes en ambos lados**

Dimensiones principales	Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
	dinámica	estática					
$d$	$C$	$C_0$	$P_u$	rpm		kg	
80	25,1	20,4	1,02	-	3.400	0,40	61916-2RS1

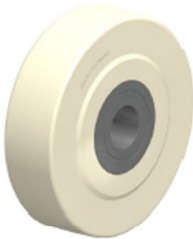


Factores de cálculo  
 $f_r$  0,02  
 $f_0$  1,4

## Ficha técnica del producto



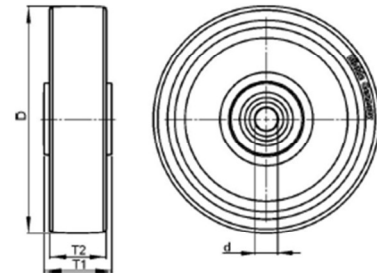
### GSPO 400/80K Referencia 238675



De poliamida de alta calidad fundida, dura y de alta densidad, con cojinete a bolas, color beige natural.

#### Datos técnicos:

Ø rueda	400	mm	(D)
Ancho rueda	110	mm	(T2)
Capacidad de carga	12000	kg	
Tipo de eje	Coj. a bolas		
Ø eje	80	mm	(d)
Largo de cubo	120	mm	(T1)
Peso por unidad	21	kg	
Resistente a temperaturas desde	-30	°C	
Resistente a temperaturas hasta	80	°C	
Dureza del bandaje			



Resistencia a la rodadura  
Emisión de ruidos  
Protección de suelos  
Desgaste







## NEUMATICOS MANUTENCION SOLIDEAL HAULER

NEUMATICOS MANUTENCION SOLIDEAL HAULER - DATOS TECNICOS



Medida Neumático	PR	Diseño de Pisada								Cámara	Válvula	Protector	Llanta		Dimensión máxima	
		SOLIDEAL				HAULER							Recomendada	Alternativa	Anchura	O.D. +/-2%
		ED	RIB	ZZRIB	RIB LUG	LT	SM	1L	HA-TR							
15x41/2-8 (125/75-8)	12									15x4 1/2-8	JS2	15x4 1/2-8	3.00D-8	3.25I-8	130	393
4.00-8 (4.80-8)	6									4.00-8/TBLS (6)	JS2	4.00-8	2.50C	3.00D/3.25I	130	422
	8									4.00-8/TBLS (6)			3.25I	3.00D		
	10												4.00-8/TBLS (6)	3.25I		
5.00-8 (460)	10					■				5.00-8	JS2	5.00-8	3.00D	3.25I/3.75I	143	476
5.00-8 (5.70-8)	6									5.00-8	JS2	5.00-8	3.00D	3.25I/3.75I	143	476
	8															
	10					■										
16x6-8 (150/75-8)	10									16x6-8	V3-02-05	18x7-8	4.33R		164	434
14					■											
16					■											
18x7-8 (180/70-8)	8					■				18x7-8	V3-02-05	18x7-8	4.33R	5.0 F	187	471
	10					■										
	14					■										
	16															
	18					■										

<div>■ Disponible</div> <div>□ Prevista disponibilidad</div> <div>También disponible en Antihuella Gris y Antiestática</div> <div>RIB y ZZRIB pueden montarse sin cámara (Tubeless)</div>											
Medida Neumático	PR	Presión (bar) +/-15%	Índice carga	Capacidad de carga (kg)							
				Carretillas elevadoras				Otros Vehículos a máxima velocidad			
				hasta 25 km/h	hasta 25 km/h	hasta 25 km/h	hasta 25 km/h	10 km/h	25 km/h	40 km/h	50 km/h
15x41/2-8 (125/75-8)	12	10.00	100	1040	800	1000	745	1040	800	710	670
4.00-8 (4.80-8)	6	8.00	90	780	600	750	560	780	600	535	505
	8	9.00	94	870	670	840	625	870	670	595	565
	10	10.00	97	950	730	915	680	950	730	650	615
5.00-8 (460)	10	10.00	111	1415	1090	1365	1015	1415	1090	970	915
5.00-8 (5.70-8)	6	6.50	101	1075	825	1030	765	1075	825	735	695
	8	8.25	106	1235	950	1190	885	1235	950	845	800
	10	10.00	111	1415	1090	1365	1015	1415	1090	970	915
16x6-8 (150/75-8)	10	8.00	107	1270	975	1220	905	1270	975	870	820
	14	8.50	111	1415	1090	1365	1015	1415	1090	970	915
	16	9.00	115	1580	1215	1520	1130	1580	1215	1080	1020
18x7-8 (180/70-8)	8	7.00	111	1415	1090	1365	1015	1415	1090	970	915
	10	8.00	116	1625	1250	1565	1165	1625	1250	1115	1050
	14	9.00	121	1885	1450	1815	1350	1885	1450	1290	1220
	16	10.00	125	2145	1650	2065	1535	2145	1650	1470	1385
	18	10.50	129	2405	1850	2315	1720	2405	1850	1645	1555

A continuación se muestran las propiedades físicas del *prototipo simplificado* calculadas por el programa de elementos finitos *Algor*.

Centro de gravedad representado en las figuras i y ii.

Peso = 9.363 N

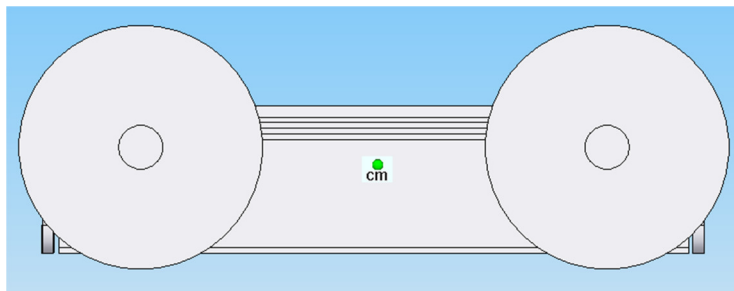
Volumen = 245.550.000 mm<sup>3</sup>

Centro de gravedad [mm]:

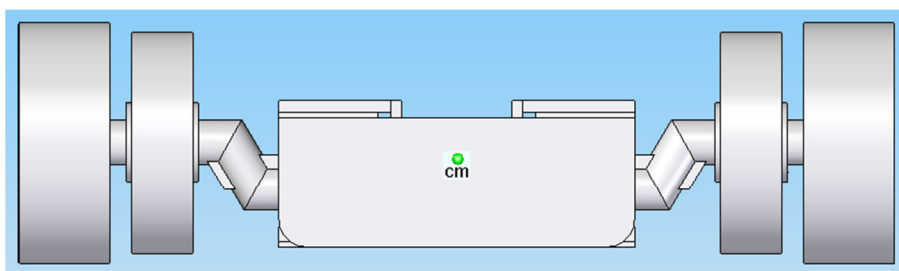
X = 120,25

Y = -0,0835

Z = 139,73



**Figura i: Vista lateral del *prototipo simplificado*.**



**Figura ii: Vista frontal del *prototipo simplificado*.**

Momentos de inercia (N·s<sup>2</sup>·mm) medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$I_{xx} = 161130$

$I_{xy} = -8,7768$

$I_{xz} = 16029$

$I_{yx} = -8,7768$

$I_{yy} = 168440$

$I_{yz} = -11,438$

$I_{zx} = 16029$

$I_{zy} = -11,438$

$I_{zz} = 276760$

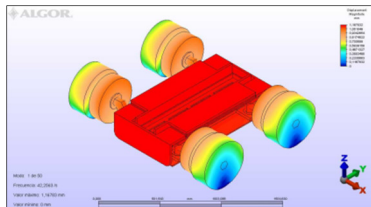


## **ANEXO III**

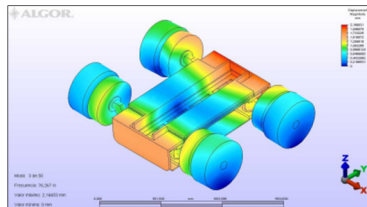
### **Modos de vibración**

---

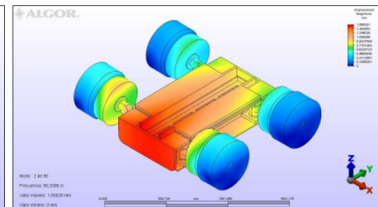
Se presentan todos los modos de vibración correspondientes al capítulo 8 del análisis modal en la que se muestran los desplazamientos en magnitud del deslizador del motor lineal síncrono de imanes permanentes.



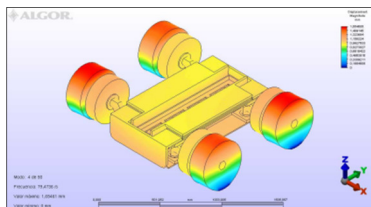
**Modo 1. 42,25 Hz**



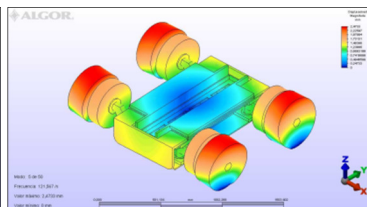
**Modo 2. 55,33 Hz**



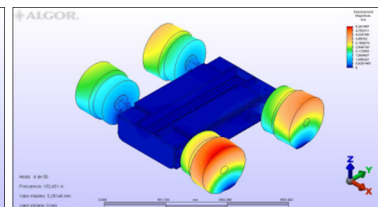
**Modo 3. 76,26 Hz**



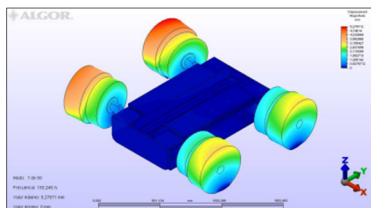
**Modo 4. 79,47 Hz**



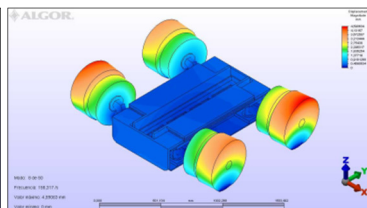
**Modo 5. 121,33 Hz**



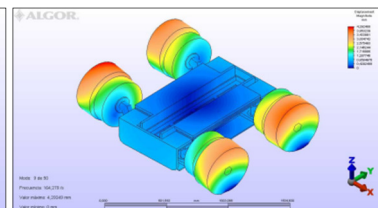
**Modo 6. 152,45 Hz**



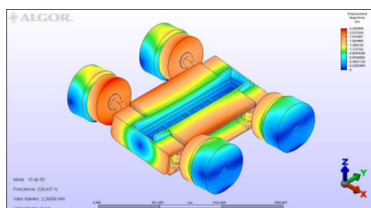
**Modo 7. 153,24 Hz**



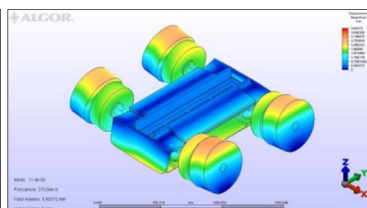
**Modo 8. 158,31 Hz**



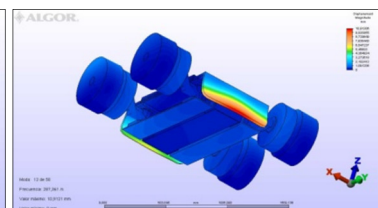
**Modo 9. 164,27 Hz**



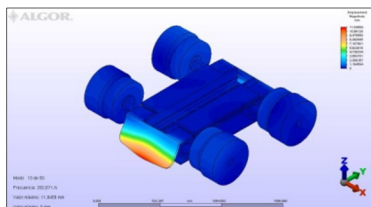
**Modo 10. 228,43 Hz**



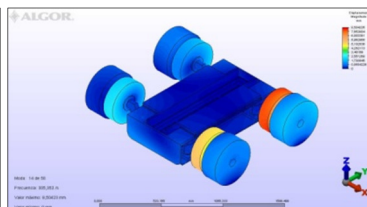
**Modo 11. 270,84 Hz**



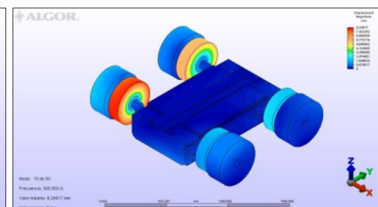
**Modo 12. 287,36 Hz**



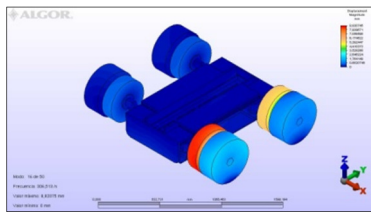
**Modo 13. 292,87 Hz**



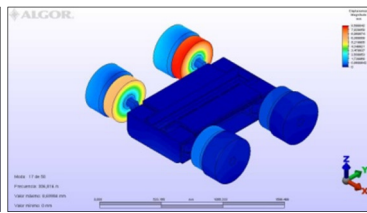
**Modo 14. 305,35 Hz**



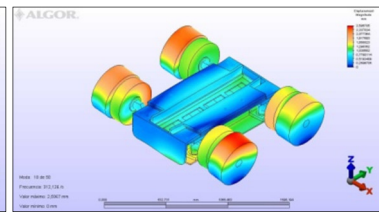
**Modo 15. 305,90 Hz**



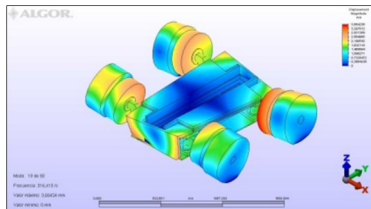
**Modo 16. 306,51 Hz**



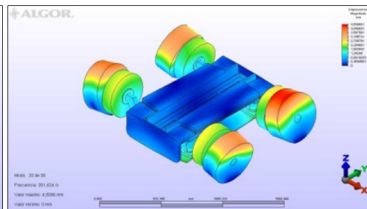
**Modo 17. 306,81 Hz**



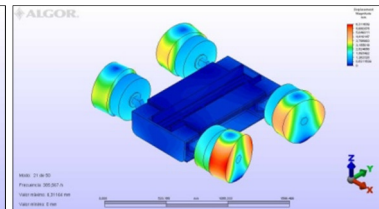
**Modo 18. 312,12 Hz**



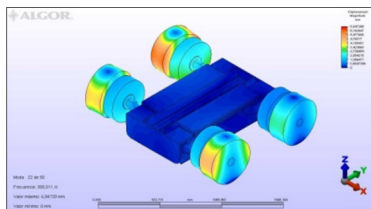
**Modo 19. 316,41 Hz**



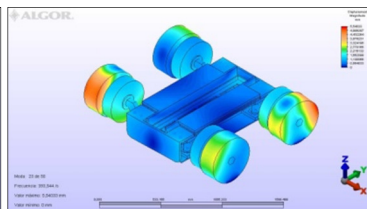
**Modo 20. 351,62 Hz**



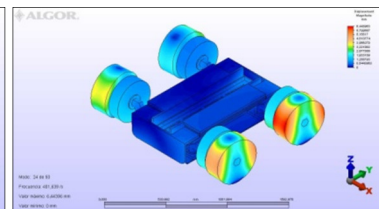
**Modo 21. 385,56 Hz**



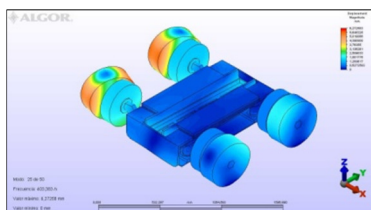
**Modo 22. 389,01 Hz**



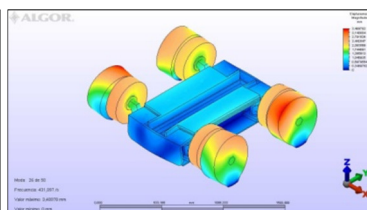
**Modo 23. 393,54 Hz**



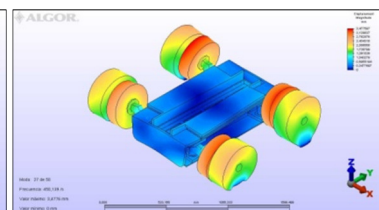
**Modo 24. 401,63 Hz**



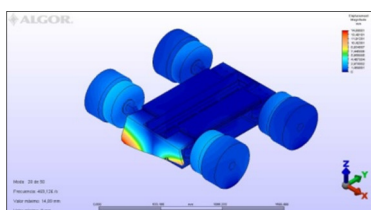
**Modo 25. 403,38 Hz**



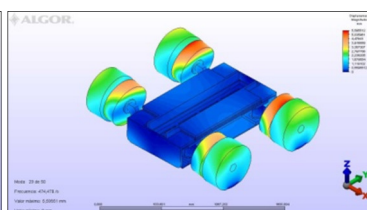
**Modo 26. 431,09 Hz**



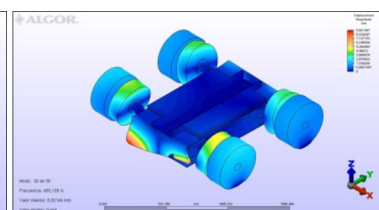
**Modo 27. 450,13 Hz**



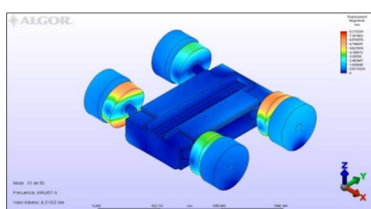
**Modo 28. 469,12 Hz**



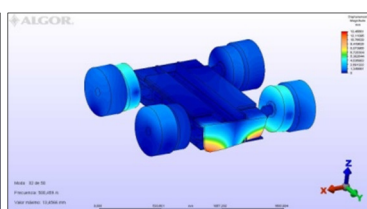
**Modo 29. 474,47 Hz**



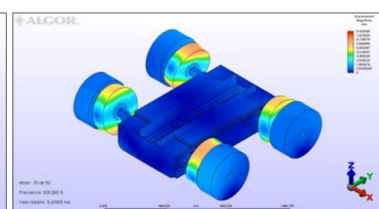
**Modo 30. 483,10 Hz**



**Modo 31. 499,65 Hz**

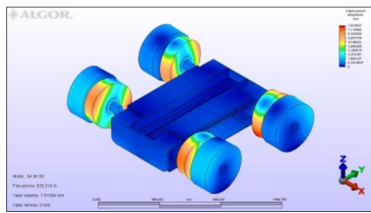


**Modo 32. 500,45 Hz**

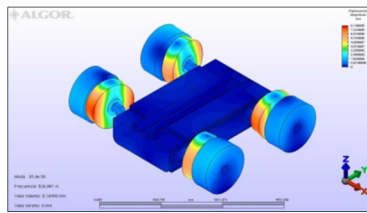


**Modo 33. 508,84 Hz**

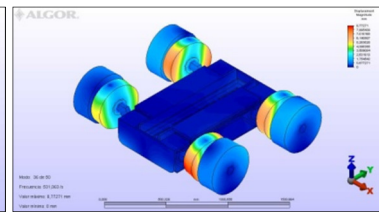




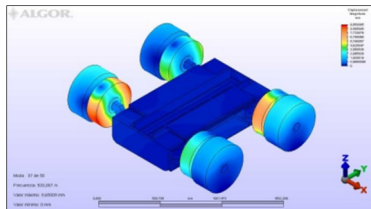
**Modo 34. 525,21 Hz**



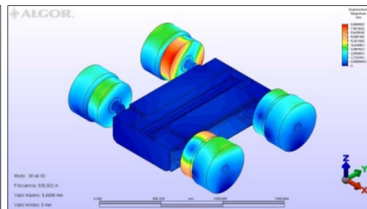
**Modo 35. 528,98 Hz**



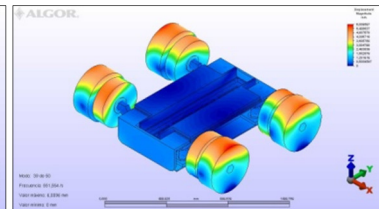
**Modo 36. 531,06 Hz**



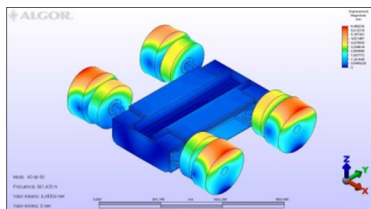
**Modo 37. 533,01 Hz**



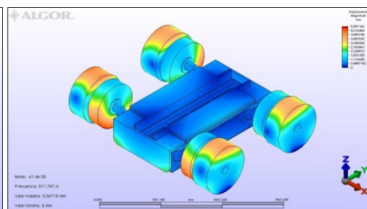
**Modo 38. 538,50 Hz**



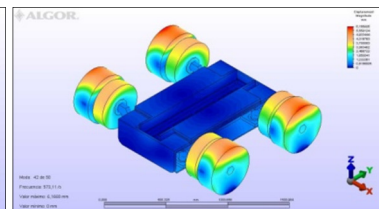
**Modo 39. 551,55 Hz**



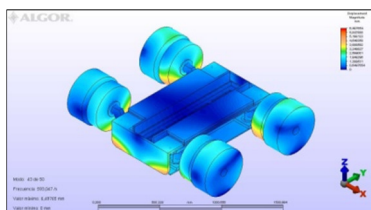
**Modo 40. 561,43 Hz**



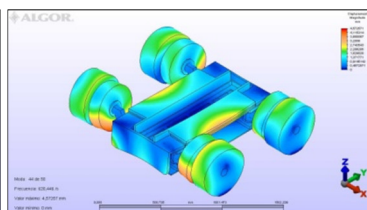
**Modo 41. 571,79 Hz**



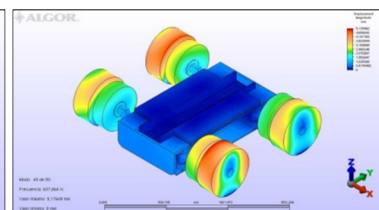
**Modo 42. 573,11 Hz**



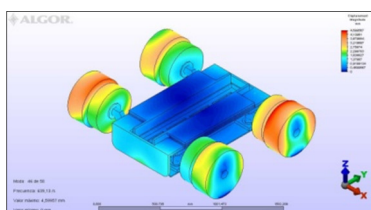
**Modo 43. 593,04 Hz**



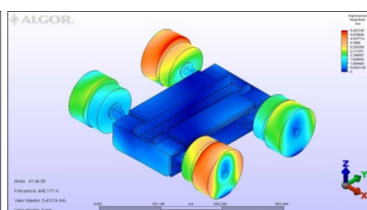
**Modo 44. 620,44 Hz**



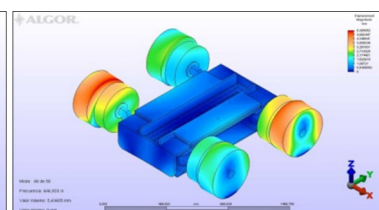
**Modo 45. 637,86 Hz**



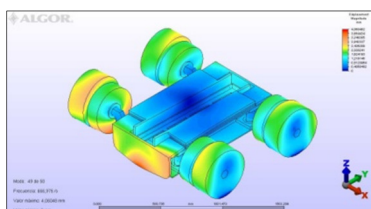
**Modo 46. 639,13 Hz**



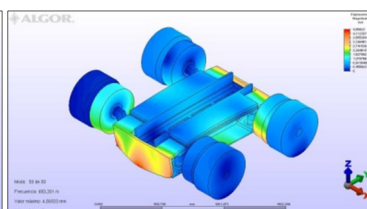
**Modo 47. 645,17 Hz**



**Modo 48. 646,92 Hz**



**Modo 49. 666,97 Hz**



**Modo 50. 683,20 Hz**

